Diss. ETH Nr. 16770

Magnetgelagertes Pumpsystem für hohe Betriebstemperaturen

ABHANDLUNG
zur Erlangung des Titels

DOKTOR DER TECHNISCHEN WISSENSCHAFTEN
der
EIDGENÖSSISCHEN TECHNISCHEN HOCHSCHULE
ZÜRICH

vorgelegt von

SIMON ANDREAS BURGER

Dipl. El.-Ing. ETH
geboren am 25. August 1976
von Unterentfelden AG

Angenommen auf Antrag von

Prof. Dr. J. W. Kolar, Referent
Prof. em. Dr. J. Hugel, Korreferent

2006

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Assistent und Doktorand bei Herrn Prof. Dr. J. W. Kolar an der Professur für Leistungselektronik und Messtechnik (LEM) der ETH Zürich. In der Fachgruppe Antriebs- und Magnetlagertechnik (AMT) arbeitete ich in enger Kooperation mit der Firma *Levitronix® GmbH* an diversen Magnetlager-Projekten.

An dieser Stelle geht mein Dank an all jene, die mich im Zeitraum meiner Doktorarbeit unterstützt und so zum guten Gelingen der Dissertation beigetragen haben.

Meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr. J. W. Kolar danke ich für das entgegengebrachte Vertrauen und die Schaffung eines Umfeldes, welches diese Arbeit erst ermöglichte. Herrn Prof. em. Dr. J. Hugel bin ich für die freundliche Übernahme des Korreferates zu Dank verpflichtet.

Sehr geschätzt habe ich die gute und kollegiale Zusammenarbeit mit allen Mitarbeitern des LEM-AMT und von *Levitronix® GmbH*. Speziell möchte ich mich bei Herrn Dr. N. Barletta und Herrn Dr. R. Schöb für die uneingeschränkte fachliche Unterstützung meiner Arbeit und die konstruktiven Anregungen bedanken. Weiter bedanke ich mich bei Herrn Dr. M. Weber, Herrn K. Raggl und meiner Schwester Mirjam für die kritische und genaue Durchsicht des Manuskripts. Ebenso sind hier alle Studenten zu erwähnen, die mit ihren Studienarbeiten einen wichtigen Beitrag zu dieser Arbeit geleistet haben.

Speziell danken möchte ich meinen Eltern und meiner Familie für den Rückhalt und die Unterstützung während meiner ganzen Studienzeit.

Simon Burger

Inhaltsverzeichnis

KURZFASSUNG **7**

ABSTRACT **9**

SYMBOLVERZEICHNIS **11**

KAPITEL 1 EINLEITUNG **19**

1.1 Stand der Technik **19**

1.1.1 Herstellung von Mikrochips 19

1.1.2 Pumpen in der Halbleiterindustrie 28

1.1.3 Balgenpumpen 29

1.1.4 Lagerlose Scheibenmotorpumpen 31

1.1.5 Kühlung von Elektromotoren 33

1.2 Zielsetzung der Arbeit **36**

1.3 Aufbau der Arbeit **37**

KAPITEL 2 MAGNETLAGERUNG **39**

2.1 Der lagerlose Scheibenläufermotor **39**

2.1.1 Koordinatensysteme 40

2.1.2 Passives Axial- und Kipplager 42
2.1.3 Aktives Radiallager 43
2.1.4 Drehmomenterzeugung 45
2.1.5 Regelung 45
2.1.6 Ansteuerung 48

2.2 Lagerlose Kreiselpumpe 49

KAPITEL 3 THERMISCHES MODELL 53

3.1 Verluste im Pumpsystem 53
3.1.1 Eisenverluste 56
3.1.2 Kupferverluste 60
3.1.3 Diskussion 62

3.2 Wärmetransport 64
3.2.1 Wärmetransport durch Wärmeleitung 64
3.2.2 Wärmetransport durch Strömung und Konvektion 67
3.2.3 Wärmetransport durch Wärmestrahlung 75

3.3 Thermisches Modell des Scheibenläufermotors 81
3.3.1 Mathematische Beschreibung der Wärmeübertragung durch thermisch-elektrische Analogien 81
3.3.2 Geometriebasiertes Widerstandsmodell 83

3.4 FEM-Thermik Analyse des Scheibenläufermotors 91
3.4.1 Simulationssoftware 91

3.5 Diskussion 92

KAPITEL 4 KÜHLKONZEPTE 93

4.1 Kühlung – warum? 95

4.2 Kühlkörpervergleich 96

4.3 Passive Kühlung 107

4.4 Aktive Kühlung 112

4.4.1 Luftkühlung 112

4.4.2 Wasserkühlung 119

4.5 Bewertung 126

4.6 Isolationssysteme 127

KAPITEL 5 SENSORKONZEPTE 131

5.1 Temperaturstabile Sensorelektronik 131

5.2 Sensorloser Scheibenläufermotor 132

5.2.1 Berechnung des Rotorwinkels 132

5.2.2 Konsequenzen der Winkelberechnung 136

5.2.3 Ergebnisse 142

KAPITEL 6 MAGNET, FLÜGELRAD UND CHEMISCHE RESISTENZ 147

6.1 Magnetmaterialien 149

6.2 Flügelrad 157

6.3 Säureresistenz 161

6.3.1 Standzeit eines Laufrades – Korrosion 161
6.3.2 Im Betrieb 171

KAPITEL 7 REALISIERUNG 175

7.1 Pumpenprüfstand 175

7.2 Kühlsysteme 179
7.2.1 Luftkühlung 180
7.2.2 Wasserkühlung 181

7.3 Sensorlos 185

7.4 Dauertests 187

KAPITEL 8 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK 191

8.1 Zusammenfassung der Arbeit 191

8.2 Ausblick 193

KAPITEL A ANHANG 195

A.1 Bearingless Pump System BPS-3 195

A.2 Bearingless Pump System BPS-4 196

A.3 Thermisches Modell 198

ABBILDUNGSVERZEICHNIS 201

TABELLENVERZEICHNIS **211**

LITERATURVERZEICHNIS **213**

CURRICULUM VITAE **219**

Kurzfassung

Lagerlose Motoren ermöglichen, durch den magnetisch in Schwebe gehaltenen Rotor, Antriebssysteme mit vollständig berührungs- und verschleissfreier Arbeitsweise. Für die hier behandelten magnetgelagerten Scheibenläufermotoren bilden lagerlose Kreiselpumpen zur Förderung von Flüssigkeiten mit hohen Reinheitsanforderungen das wichtigste Anwendungsgebiet. Durch die Absenz von mechanischen Lagern und Dichtungen wird eine Kontamination der Flüssigkeit durch Fremdstoffe vermindert sowie eine hermetische Kapselung zwischen Flüssigkeit und Umgebung möglich.

Besonders die Halbleiterindustrie verlangt nach Pumpen, die bei den zahlreichen Nassprozessschritten zur Herstellung von Halbleiterbausteinen aus Siliziumscheiben hohen Anforderungen bezüglich Reinheit und chemischer Beständigkeit genügen. Zur Förderung dieser Prozessflüssigkeiten können pneumatische Membran- oder Balgenpumpen verschiedenster Hersteller oder die bereits in früheren Arbeiten realisierten lagerlosen Pumpsysteme zum Einsatz kommen.

Da die Prozessgeschwindigkeit bei der Bearbeitung von Wafern wesentlich von der Temperatur der Chemikalien abhängt, finden insbesondere Ätzprozesse bei Medientemperaturen von bis zu 150°C statt. In dieser Arbeit werden basierend auf früheren Arbeiten über den magnetgelagerten Scheibenläufermotor Fragestellungen in Bezug auf eine Erweiterung des Betriebsbereichs des lagerlosen Pumpsystems zur Förderung von aggressiven Chemikalien bei Temperaturen von bis zu 150°C behandelt.

Dabei stehen die Themengebiete Kühl- und Sensorkonzepte sowie die chemische Resistenz des Rotors in der Pumpe im Vordergrund. Hierzu wird ein thermisches Modell des Scheibenläufermotors eingeführt um die Motortemperatur für beliebige Betriebspunkte vorauszusagen. Mögliche Konzepte

zur Kühlung des Motors werden entworfen und auf ihre Wirksamkeit durchleuchtet. Um auch ohne aktive Kühlung der magnetgelagerten Pumpe heisse Flüssigkeiten zu fördern wird ein hitzeunempfindliches Sensorkonzept zur Positionserfassung des schwebenden Rotors vorgestellt. Im weiteren werden die sich ergebenden Probleme des von heissen und aggressiven Chemikalien umgebenen Rotors der Kreiselpumpe diskutiert.

Mit der Realisierung von Motorprototypen zur Förderung von bis zu 150°C heisser Flüssigkeit wird die Machbarkeit solcher Pumpsysteme gezeigt und so der mögliche Einsatzbereich des lagerlosen Scheibenläufermotors erweitert.

Abstract

"Bearingless" motors, being based on a levitated rotor, facilitate the design of propulsion systems that work completely free of wear owing to mechanical contact or friction. The present work deals with motors that contain a magnetically levitated shrunk-on-disk rotor and whose main area of application is the conveyance of high-purity liquids. Here, the contamination of the liquid by grit is minimized and a hermetic separation of the liquid from the environment is made possible by the absence of any mechanical bearing or gasket.

Especially the semiconductor industry demands for pumps that satisfy elevated requirements of fluid purity and chemical resistance as they apply for numerous wet-processing steps in the manufacturing of integrated circuits from silicon wafers. For the conveyance of typical process fluids, three kinds of pumps are used alternatively: pneumatic diaphragm and bellow pumps from several different manufacturers or "bearingless" pump systems as described in earlier work.

Since the processing time for silicon wafers strongly depends on the temperature of the chemical reactants involved, processing steps such as etching are carried out at maximum fluid temperatures of 150 °C. In this work, several questions related to a potential extension of the temperature range of operability of a motor based on a magnetically levitated shrunk-on-disk rotor are addressed, thereby assessing the possibility of conveying aggressive chemicals at temperatures up to 150 °C by using "bearingless pump systems" as were described in previous work.

This work is focused on a cooling concept and several different sensor concepts for the pump rotor and on its chemical resistance. On the first of these subjects, a universal thermal model of the complete motor is introduced,

which allows for predicting the temperature inside of the motor at any given operating point. Several different cooling concepts for the motor were designed and are scrutinized in regard to their effectiveness. A heat insensitive sensor concept for the position detection of the levitated rotor is introduced. Furthermore, problems resulting from the fact that the rotor of the centrifugal pump is submerged in hot and chemically aggressive media are discussed.

Prototypes of the pump motor were designed and built that have proven suitable for conveying liquids at temperatures of up to 150 °C, whereby the theoretical feasibility of such pumps is strongly supported and the design range of operation of the “bearingless slice motor” is markedly extended.

Symbolverzeichnis

Indizes

A	Antriebsgrösse
Fe	Eisenkreis
L	Lagergrösse
m	mechanische Grösse
j	Molekülsorte
PM	Permanentmagnet

Formelzeichen - lateinisch

a	Faktor in der Nusselt-Gleichung	dimensionslos
A	Fläche	m^2
A_W	Wicklungsquerschnitt	m^2
A_H	Hydraulischer Mediumsquerschnitt	m^2
B	magnetische Flussdichte	T
B_a	magnetische Flussd. im Arbeitspunkt	T
BH_{max}	maximale Energiedichte eines PM	J/m^3
B_{PM}	permanentmagnetisch erzeugte Flussdichte im Luftspalt	T
B_r	Remanenzinduktion	T
c	Konstante	

c	spezifische Wärmekapazität	J/(kg K)
c_{Hy}	Materialkonstante der Hystereseverluste	W/(T$^{1.6}$ Hz kg)
c_M	Drehmomentkonstante	N/A
c_p	Wärmekapazität bei p = konst	J/(kg K)
C_{th}	thermische Kapazität	J/K
c_V	Wärmekapazität bei V = konst	J/(kg K)
c_{Ws}	Materialk. der Wirbelstromverluste	m^2/(Ω kg)
D	Durchmesser	m
d	Koordinatenachse des dq-Zweiphasensystems	
d_{Fe}	Blechdicke des Eisens	m
D_H	Hydraulischer Durchmesser	m
D_j	Diffusionskoeffizient	m^2/s
$E_{A,D}$	Aktivierungsenergie Diffusion	J/mol
$E_{A,P}$	Aktivierungsenergie Permeabilität	J/mol
$E_{A,S}$	Aktivierungsenergie Löslichkeit	J/mol
E_{iA}	innere Motorspannung	V
E_{iRA}	induzierte Motorspannung	V
f	Füllfaktor einer Spule	dimensionslos
F	Kraft	N
${}_F d$	d-Achse des Feldkoordinatensystems	
$\underline{F_d}$	Störkraft im Magnetlager	N
f_e	elektrische Grundschwingungsfrequenz	Hz
${}_F q$	q-Achse des Feldkoordinatensystems	
${}_{FS}\boldsymbol{R}$	Drehtransformation zur Umrechnung von Stator- zu Feldkoordinatensystem	dimensionslos
g	Erdbeschleunigung	9.81m/s^2

Gr	Grashof-Zahl	dimensionslos
h	Höhe	m
H	magnetische Feldstärke	A/m
H_a	magnetische Felds. im Arbeitspunkt	T
H_{cB}	Koerzitivfeldstärke der Induktion	A/m
H_{cJ}	Koerzitivfeldstärke der Polarisation	A/m
H_F	Förderhöhe einer Kreiselpumpe	m
H_s	Sättigungsfeldstärke	A/m
I, i	elektrischer Strom	A
I_S	Strangstrom	A
I_{SA}	Statorstrom in Antriebsphase	A
J	elektrische Flächenstromdichte	A/m^2
J	magnetische Polarisation	T
J	Trägheitsmoment	$kg\ m^2$
J_r	Remanenzpolarisation	T
J_s	Sättigungspolarisation	T
$K_{1,\,2}$	Massstabsfaktoren thermisch-elektrisch	
k_i	Kraftkonstante des Magnetlagers	N/A
K_L	Korrekturfaktor für thermischen Einlauf	dimensionslos
k_m	Drehmomentkonstante ohne Flussanteil	Nm/(A T)
K_{Pr}	Korrekturfaktor der Prantelzahl	dimensionslos
k_s	Kraftkonstante des Magnetlagers	N/m
$L_{\sigma A}$	Streuinduktivität in Antriebsphase	H
L, l	Länge	m
L_{hA}	Hauptinduktivität in Antriebsphase	H
L_s	Wicklungsinduktivität	H

l_w	mittlere Windungslänge einer Spule	m
M	Drehmoment	Nm
m	magnetisches Moment	A/m^2
M	Magnetisierung	A/m
m	Masse	kg
M	Permeatmenge	kg
m_A	Strangzahl des Antriebs	dimensionslos
M_C	Permeatmenge in der Kavität	kg
M_L	Lastmoment	Nm
$\dot{m}_j^*$	Massenstromdichte	$kg/(m^2\ s)$
Nu	Nusselt-Zahl	dimensionslos
p	Druck	Pa
P	Leistung	W
p	Polpaarzahl	dimensionslos
p_A	Polpaarzahl des Antriebssystems	dimensionslos
P_{Cu}	Kupferverluste	W
P_H	hydraulische Leistung	W
P_{Hy}	Hystereseverluste	W
P_j	Permeabilität	$(cm^3_{STP}\ cm)/(cm^2\ Pa\ s)$
p_L	Polpaarzahl des Lagersystems	dimensionslos
Pr	Prandtl-Zahl	dimensionslos
P_{Ws}	Wirbelstromverluste	W
Q	durch die Pumpe fliessender Durchfluss	l/min
q	Koordinatenachse des *dq*-Zweiphasensystems	
q	thermische Flächenstromdichte	W/m^2
Q	transportierte Wärmemenge	J

dQ/dt	Wärmefluss	W
Q	Wärmequelle im Modell	W
R	elektrischer Widerstand	Ω
R	Gaskonstante	8.3145 J/(mol K)
R	Wärmewiderstand	K/W
Ra	Rayleigh-Zahl	dimensionslos
R_A	Widerstand in Antriebsphase	Ω
Re	Reynolds-Zahl	dimensionslos
R_s	elektrischer Wicklungswiderstand	Ω
s	Laplacetransformation	
${}_Sd$	d-Achse des Statorkoordinatensystems	
${}_{SF}\boldsymbol{R}$	Drehtransformation zur Umrechnung von Feld- zu Statorkoordinatensystem	dimensionslos
S_j	spezifischer Löslichkeitskoeffizient	1/Pa
${}_Sq$	q-Achse des Statorkoordinatensystems	
T	absolute Temperatur	K
T_a	Auslasstemperatur	K
t_B	Verzugszeit (Permeation)	s
t_C	Kavernenzeit (Permeation)	s
T_e	Einlasstemperatur	K
T_G	Gehäusetemperatur	K
TK	Temperaturkoeffizient PM	%/K
T_m	mittlere Temperatur	K
U	elektrische Spannung	V
u	Strömungsgeschwindigkeit	m/s^2
U_H	Hydraulisch benetzter Umfang	m

U_{SA}	Klemmspannung Antriebsphase	V
$U_{SAa,\ b}$	Klemmspannung Antriebsphase a oder b	V
U_{Zk}	Zwischenkreisspannung	V
V	Volumen	m^3
$v_{1\ mol,\ STP}$	Volumen bei Normalbedingungen	m^3
w	Membrandicke	m
w	Windungszahl einer Spule	dimensionslos
x	Positionskoordinate des Rotors	m
$\underline{x}$	Positionsvektor im Lagerregler	m
x	Wasseraufnahmefähigkeit	%wt
y	Positionskoordinate des Rotors	m
z	Positionskoordinate des Rotors	m

Formelzeichen - griechisch

α	Wärmeübergangskoeffizient	W/m^2K
α	Längenausdehnungskoeffizient	1/K
α	Winkelkoordinate des Rotors	rad
α_{Cu}	Temperaturkoeffizient von ρ_{Cu}	1/K
β	Volumenausdehnungskoeffizient	1/K
β	Winkelkoordinate des Rotors	rad
γ	Winkelkoordinate des Rotors	rad
γ_F	Winkel zwischen Stator- und Feld-koordinatensystem	rad
Δ	Differenz	
δ	Differenz	
δ	Grenzschichtdicke	m

ε	Emissionsgrad	dimensionslos
ε_{eff}	effektiver Emissionsgrad	dimensionslos
ζ	Grundwinkel aus Klemmspannungen	rad
η	Dynamische Viskosität	Pa s
ϑ	Temperatur	K
ϑ_{ij}	Temperaturdifferenz	K
ϑ	Polradwinkel	rad
κ	elektrische Leitfähigkeit	Siemens/m
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/mK
λ	Wellenlänge	m
μ_0	magnetische Feldkonstante	$1.257 \cdot 10^{-6}$ H/m
μ_r	Permeabilitätszahl	dimensionslos
μ_r	Permeabilität	H/m
ξ	Reibungsbeiwert Rohrströmung	dimensionslos
ρ	Dichte	kg/m^3
ρ_{Cu}	spez. elek. Widerstand von Kupfer	Ωm
σ	Stephan-Boltzmann-Konstante	$5.67 \cdot 10^{-8} Wm^{-2}K^{-4}$
τ	Transmissionsgrad der Atmosphäre	dimensionslos
υ	kinematische Viskosität	m^2/s
χ	Isentropenexponent	dimensionslos
Ψ_{PM}	Fluss des Permanentmagneten	Wb
Ψ_{SA}	verketteter Fluss	Wb
ω	Winkelfrequenz	1/s

Konventionen und Anmerkungen

$\underline{a}$, $\vec{a}$	Vektor
${}_F\vec{a}$	Vektor im Koordinatensystem F
$\boldsymbol{R}$	Matrix
c	Koeffizient, Konstante
cos(x)	Kosinusfunktion
sin(x)	Sinusfunktion
tan(x)	Tangensfunktion
atan(x)	Arcustangensfunktion
$\dot{x}$	zeitliche Ableitung 1. Ordnung, dx/dt
$\ddot{x}$	zeitliche Ableitung 2. Ordnung, d^2x/dt^2
$\hat{x}$	Amplitude einer Sinusgrösse, $x = \hat{x}\sin(\omega t)$

Abkürzungen

CMP	chemisch-mechanisches Polieren
DSP	digitaler Signalprozessor
ECTFE	Ethylen Chlortrifluorethylen, Handelsnamen *Halar*
MCDS	Magnetic Control Development Studio, Entwicklungsumgebung für Magnetlageransteuerung der Firma *Levitronix*
MOSFET	Feldeffekttransistor
PFA	Perfluoralkoxy-Copolymer
PID-Regler	Proportional-Integral-Differential-Regler
PM	Permanentmagnet
PTFE	Polytetrafluorethylen, Handelsnamen *Teflon*
PVDF	Polyvinylidenfluorid
PWM	Pulsweitenmodulation

Kapitel 1

Einleitung

Diese Arbeit entstand im Rahmen einer Forschungszusammenarbeit zwischen der ETH Zürich und der *Levitronix GmbH*. In früheren Dissertationen wurde der magnetgelagerte Scheibenläufermotor entwickelt [Barl98] und unter anderem von [Hahn02], [Neff03] und [Boes04] weitergeführt. Scheibenläufermotoren sind durch die fehlenden mechanischen Lager prädestiniert für den Einsatz als Pumpsysteme mit hervorragenden Eigenschaften in Bezug auf reine und chemisch aggressive Flüssigkeiten.

1.1 Stand der Technik

1.1.1 Herstellung von Mikrochips

Die Fertigung von Mikrochips ist einer der komplexesten industriellen Prozesse, der in mehreren hundert Einzelschritten erfolgt und rund 10 bis 30 Tage dauert. Das Ziel ist es, Einzelkomponenten wie Transistoren, Dioden und Widerstände auf einer Halbleiteroberfläche (substrate) zu bilden, welche dann in darüber liegenden Schichten zu einer integrierten Schaltung (integrated circuit, kurz IC) verbunden werden. Die erste integrierte Schaltung geht auf J. Kilby im Jahr 1958 zurück und umfasste etwa zehn Bauteile, heutige Prozessoren können hingegen aus über 200 Millionen Transistoren bestehen. Das Grundmaterial der meisten integrierten Schaltungen (>99%) ist monokristallines Silizium [Fisc05], [Irli05], [Micr05], [Ruge91], [Zhan95].

Vom Quarzsand zum Wafer-Rohling

Quarzsand mit einem Siliziumoxidanteil von etwa 92% wird bei Temperaturen von über 1400°C mehrmals geschmolzen und von Verunreinigungen befreit. Aus der Schmelze des so entstandenen reinen polykristallinen Siliziums wird beim Czochralski-Verfahren (auch bekannt unter den Begriffen Tiegelziehen oder Ziehen aus der Schmelze) eine runde als Ingot bezeichnete Kristallsäule mit dem gewünschten Durchmesser, typischerweise 150, 200 oder 300 mm und einer Länge von bis zu zwei Meter gezogen. Dabei wird ein an einem langsam rotierenden Metallstab befestigter Impfkristall von oben mit der Spitze in die Schmelze eingetaucht. Der Impfkristall muss am Metallstab exakt mit der gewünschten Kristallorientierung ausgerichtet sein, da er die Kristallorientierung des entstehenden Einkristalls vorgibt. Der Stab mit dem Einkristall wird langsam wieder nach oben gezogen, während die Schmelze infolge Unterkühlung an der sich ausbildenden Grenzfläche erstarrt. Durch Variation von Ziehgeschwindigkeit und Temperatur erreicht der wachsende Kristall den gewünschten Durchmesser.

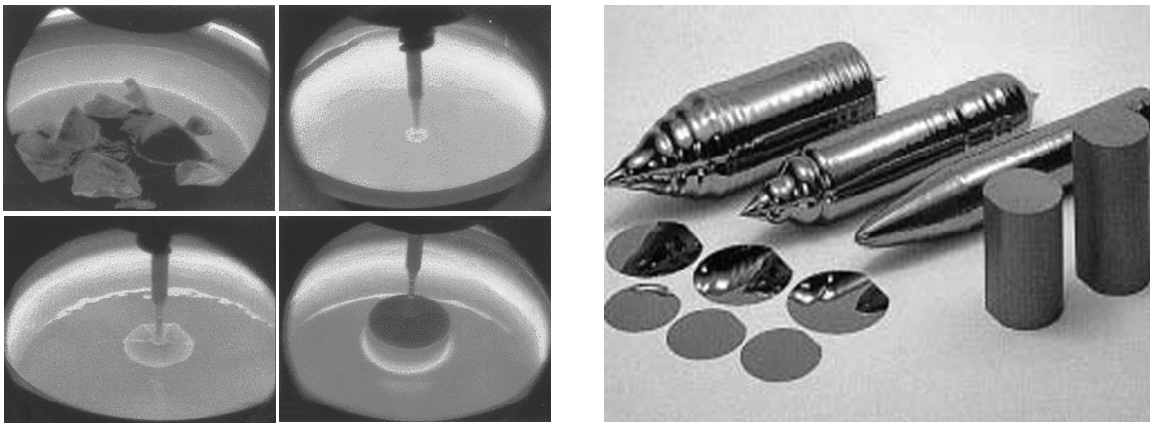


Abbildung 1.1 links: Ziehen eines Ingots nach dem Czochralski-Verfahren aus der Schmelze polykristallinen Siliziums, rechts: Ingots nach dem Ziehen, rund geschliffene Ingots vor dem Schneiden und Wafer-Rohlinge [Irli05]

Ein weiteres Verfahren zur Herstellung von hochreinen einkristallinen Werkstoffen ist das Zonenschmelzverfahren. Gegenüber dem Czochralski-Verfahren wird hier eine bessere Qualität erreicht, allerdings verbunden mit höheren Kosten. Das Zonenschmelzverfahren beruht auf der Tatsache, dass Verunreinigungen in der Schmelze eine andere Konzentration haben als bei

ihrem Erstarren im Festkörper. Die Menge, die im Kristall eingebaut wird, ist unter anderem abhängig von der Art der Verunreinigung und der Erstarrungsgeschwindigkeit. Eine schon vorbereitete, gereinigte Säule mit noch polykristalliner Kristallstruktur befindet sich in einer Schutzatmosphäre. Durch eine Induktionsheizung wird an einem Ende eine relativ schmale Zone Material aufgeschmolzen, gleichmässiges Schmelzen wird durch langsame Rotation des Stabes sichergestellt. Die aufgeschmolzene Zone wird mit einem Impfkristall in Berührung gebracht und wächst unter Annahme dessen Kristallstruktur an ihm an. Diese Schmelzzone wird nun langsam durch den Stab bewegt und so der ganze Stab in eine einheitliche Kristallstruktur gebracht, indem hinter der Schmelzzone der gewünschte Einkristall entsteht. Fremdatome verbleiben weitestgehend in der Schmelzzone und lagern sich schliesslich am Ende der Säule an, das nach dem Erkalten entfernt wird. Durch mehrmaliges Zonenschmelzen kann die Reinheit weiter gesteigert werden. Eine Dotierung kann durch Beigabe in die Schmelze eindringender gasförmiger Stoffe erfolgen.

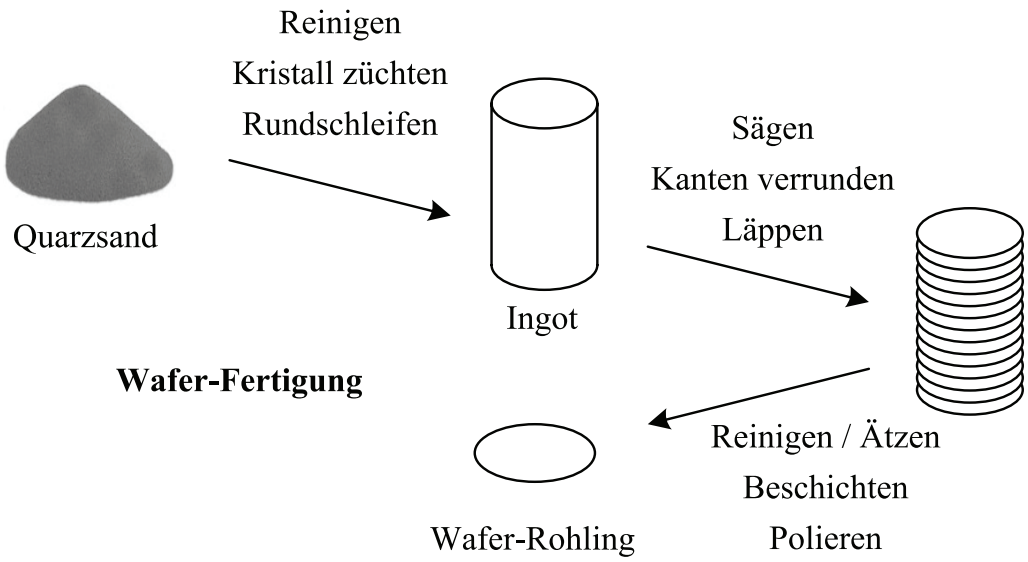


Abbildung 1.2 Wafer-Fertigung, vom Quarzsand zum Wafer-Rohling

Die auf den gewünschten Durchmesser gezogenen Ingots bestehen nun aus einem einzigen Kristall und werden auf den genauen Durchmesser rund geschliffen und anschliessend zu einzelnen Scheiben, den Wafern, zersägt. Nach dem Sägen werden die Kanten der Wafer verrundet, damit später kein Material absplittern kann und damit sich beim Aufschleudern des Fotolacks

an den Kanten keine grossen Wülste bilden. Die Wafer werden auf die gewünschte Dicke grob herunter geschliffen (Läppen - lapping) und erhalten durch verschiedene Ätz- und Polierprozesse eine nahezu perfekte ebene Oberfläche mit Unebenheiten von wenigen Nanometern, bei Dickenschwankungen im Bereich von wenigen Mikrometern.

Strukturfertigung (front end)

Auf den Wafer-Rohlingen werden durch eine wiederholte Folge von Strukturierungs-, Ätz-, Dotier- und Abscheideprozessen die Bauelemente und die Schaltstrukturen erzeugt, wobei auf einer Siliziumscheibe zwischen mehreren Hundert und einigen Zehntausend Schaltungen gleichzeitig hergestellt werden. Die einzelnen Schritte der Strukturfertigung werden gruppiert in FEOL (front-end-of-line), der Bildung der einzelnen Bauelemente wie Transistoren und Widerstände, und BEOL (back-end-of-line), der Fertigung der Verbindungen zwischen den Bauteilen.

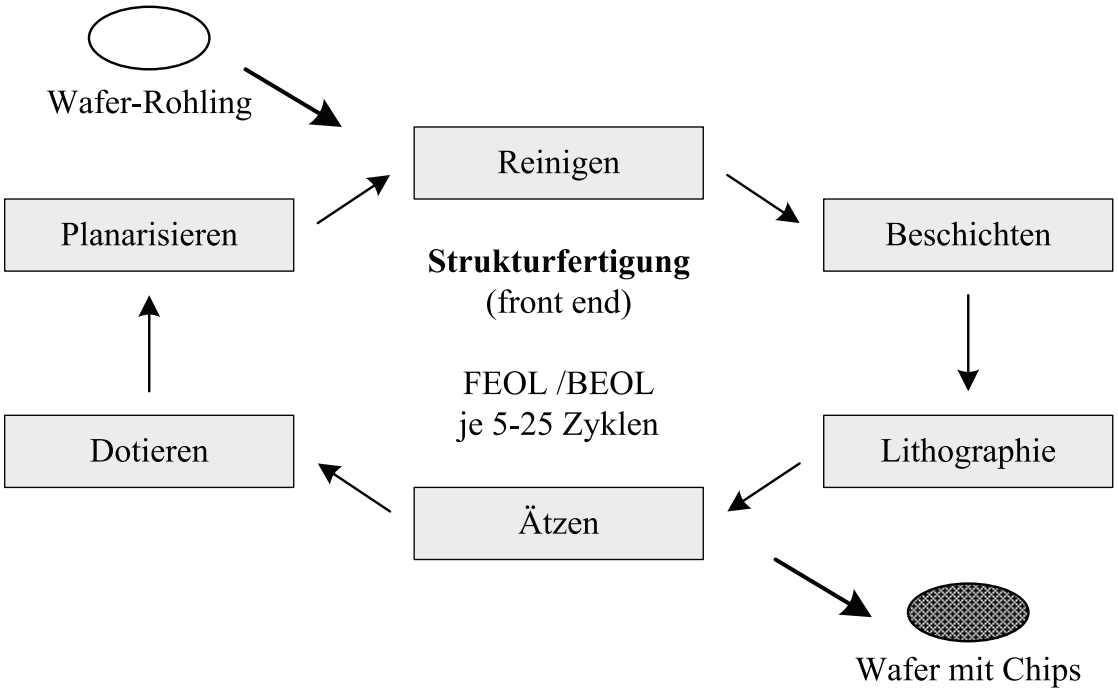


Abbildung 1.3 Strukturfertigung auf dem Wafer

Die Einzelprozesse lassen sich vereinfacht den folgenden vier Gruppen zuordnen: Beschichtungstechnik, Lithographie, Ätztechnik und Dotiertechnik. Dazwischen sind jeweils verschiedene Reinigungs- und Planarisierungs-

schritte notwendig. Die Schritte im FEOL werden rund 10 Mal wiederholt, diejenigen im BEOL etwa 7 Mal.

Beschichtungstechnik: Die beiden ersten Prozessschritte gehören zur Gruppe der Beschichtungstechnik. Dabei werden auf der Scheibenoberfläche eine isolierende Siliziumdioxidschicht und eine polykristalline Siliziumschicht aufgebracht. Polykristallin bedeutet, dass die Schicht aus aneinander liegenden Siliziumkörnern besteht. Diesen Prozessschritt nennt man Oxidation. Die Oxidation bildet durch Erwärmen des Wafers auf ca. 1000°C in einer Atmosphäre aus hochreinem Sauerstoff und Wasserstoff dünne Schichten von Siliziumdioxid im Siliziumsubstrat. Auf dem polykristallinen Silizium wird dann ein lichtempfindlicher Lack (Fotolack - photoresist) abgeschieden. Der Fotolack wird in flüssiger Form auf den Wafer aufgeschleudert (spin-coating / spin-on), wobei der Wafer, um eine gleichmässige Schichtdicke zu erzielen, mit bis zu 3000 U/min rotiert.

Neben der Oxidation kommen je nach Art und Material der Beschichtungsschicht weitere Verfahren zur Anwendung. Schichten aus Aluminium oder Kupfer können beispielsweise durch Kondensation des entsprechenden Materialdampfes auf dem Wafer aufgebracht werden (Physikalische Gasphasenabscheidung - physical vapor deposition, kurz PVD). Isolationsschichten oder Opferschichten für Ätzprozesse hingegen werden auf der erhitzten Oberfläche aufgrund einer chemischen Reaktion mit dem Substrat aus der Gasphase abgeschieden (Chemische Gasphasenabscheidung - chemical vapor deposition, kurz CVD).

Lithographie: Der mit Fotolack beschichtete Wafer wird in einem Stepper ultravioletter Strahlung ausgesetzt. Das streng monochromatische kurzwellige Licht mit einer Wellenlänge von 193 nm überträgt das Abbild einer Maske, welche die spätere Struktur des elektronischen Bauteils widerspiegelt, auf den lichtempfindlichen Fotolack. Die belichteten Stellen des Fotolacks werden in einem Entwicklerbad entfernt.

Ätztechnik: Durch Eintauchen in eine Ätzlösung oder durch Bearbeitung mit reaktiven Atomen werden nun die nicht durch Fotolack bedeckten Bereiche des polykristallinen Siliziums weggeätzt. Anschliessend wird

der restliche Fotolack durch nasschemische Verfahren oder durch Plasma-Veraschung (plasma ashing) wieder entfernt (strippen).

Dotiertechnik: Es folgt die Dotierung der Halbleiterscheibe mit Fremdatomen, wie Phosphor-, Arsen- oder Boratomen zur gezielten Änderung der Leitfähigkeit des Siliziums. Die Fremdatome werden mit hoher elektrischer Energie in die Oberfläche des Halbleitermaterials geschossen und es bilden sich wannenförmige Bereiche mit spezifischen elektrischen Eigenschaften, dieser Prozess heisst Ionenimplantation. Da das Kristallgitter des Substrats durch den Beschuss der Ionen mechanisch geschädigt wird, folgt anschliessend immer ein Ofenprozess (thermal anneal), bei dem die implantierten Fremdatome gleichmässig ins Kristallgitter eingebaut („Aktivierung“) und die entstandenen Schäden im Kristallgitter wieder ausgeheilt werden.

Planarisierung: Bei vielen Lagen wird die Oberfläche des Substrates immer unebener, was beispielsweise zu Störungen der Lithographie durch Schrägreflexion oder zu Ungleichmässigkeiten in den Abscheideprozessen führt. Um auch in den oberen Lagen feine Strukturen realisieren zu können, wird der Wafer an mehreren Stellen im Fertigungsablauf wieder planarisiert. Dies kann durch selektives Zurückätzen oder durch chemisch-mechanisches Polieren (chemical mechanical planarization, kurz CMP) erfolgen.

Reinigung: Nicht nur das Planarisieren hinterlässt Partikel auf der Wafer-Oberfläche, die für den nächsten Lithographieschritt völlig rein und eben sein muss, auch zum Beispiel Ätzprozesse hinterlassen Rückstände von unerwünschten Reaktionsprodukten. Deshalb müssen die Wafer zwischen den einzelnen Bearbeitungsschritten nasschemisch oder mechanisch (durch Bürsten und mit Ultraschall) gereinigt werden. So sind alleine im FEOL-Zyklus dutzende von Reinigungsschritten notwendig.

Die im FEOL aufgebrachten Transistoren und Widerstände werden nun untereinander zu einem Schaltkreis verbunden. Diese BEOL-Schritte sind grundsätzlich mit jenen aus dem FEOL vergleichbar. Dotieren ist nicht mehr notwendig, hingegen werden mehrere Schichten (layers) von Leiterbahnen und Isolationsmaterialien aufgetragen. Beim BEOL sind, abhängig

von der Anzahl Kupferverbindungsschichten, ebenfalls viele Reinigungsschritte notwendig. Diese müssen sehr sauber ausgeführt werden, da sich bei Fotolackrückständen, welche insbesondere in den Durchkontaktierungslöchern zu finden sind, elektrische Unterbrüche bilden können.

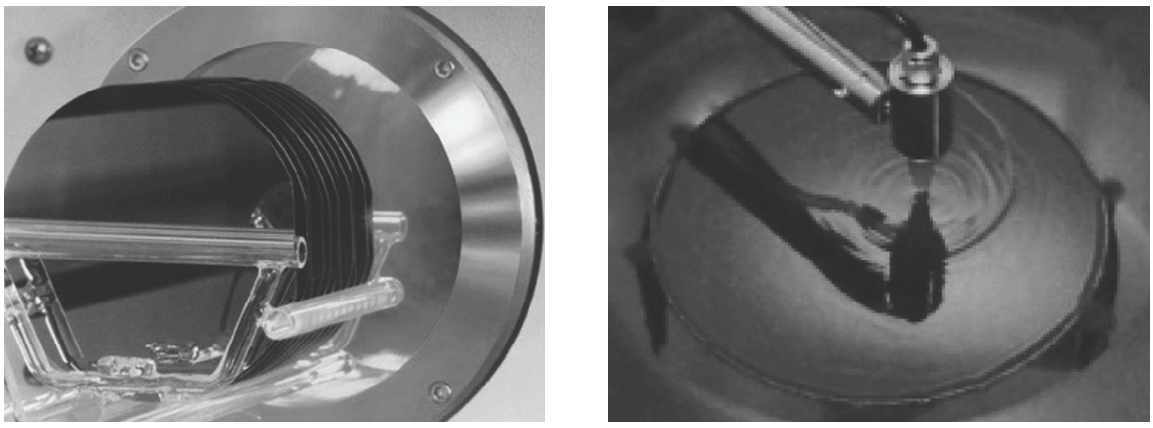


Abbildung 1.4 links: Wafer werden in einen Oxidationsofen geschoben, rechts: Auftragen des Fotolacks in einem Spin-Prozessor [Fisc05], [Micr05]

Obwohl der direkte Kontakt einzelner Kupferatome mit dem Halbleiter ausreicht, um dessen elektrische Eigenschaften zunichte zu machen, werden die Leiterbahnen vermehrt aus Kupfer und nicht mehr aus Aluminium gefertigt. Dank Kupfer sinkt der Widerstand der Leiterbahnen um rund 40% und die Signale werden schneller und mit geringeren Verlusten durch den Chip geführt. Dadurch ist eine höhere Taktrate bei gleich bleibendem Stromverbrauch möglich.

Zur Versiegelung der Chip-Oberfläche wird meist ein Silikatglas abgeschieden („Passivierung“). Dieses Silikatglas muss allerdings an den Bondflächen für die Aussenkontaktierung wieder mittels Lithographie entfernt werden. Dabei wird als Ätzmittel Flusssäure verwendet, welche das Silikatglas angreift, während das reine Silizium unversehrt bleibt.

Montage im Bausteingehäuse (back-end)

Ist die Struktur auf dem Wafer vollständig aufgebracht, wird er in einzelne Chips zersägt (dicing). Darauf werden die Chips in ein schützendes Gehäuse verpackt (packaging) und nochmals auf ihre Funktionstüchtigkeit überprüft (testing).

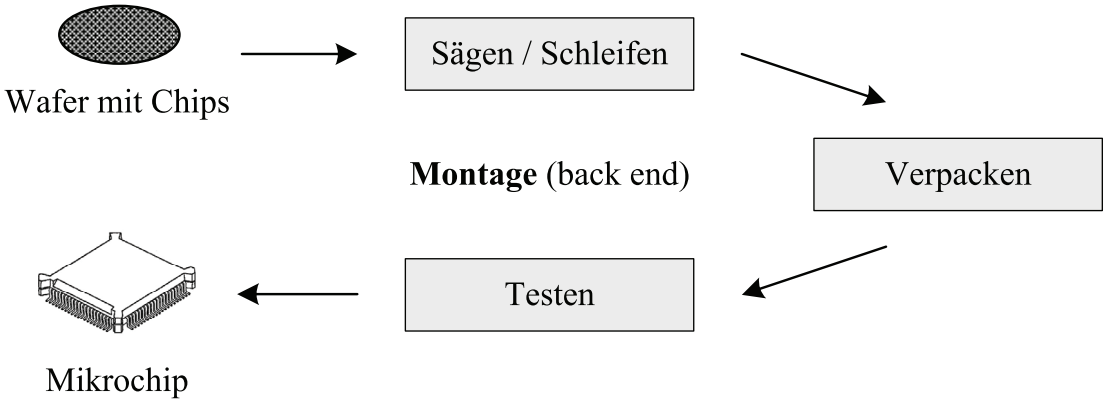


Abbildung 1.5 Montage des Chips im Gehäuse

Zersägen des Wafers in einzelne Chips (dicing): Der Wafer wird zunächst auf eine selbstklebende Folie aufgebracht. Die Folie ist in einen Metallrahmen gespannt und ermöglicht die Handhabung des Wafers während des Sägevorgangs. Ein dünnes Diamantsägeblatt zertrennt den Wafer in einzelne Chips. Während des Schneidens werden das Sägeblatt und der Wafer mit hochreinem Wasser gekühlt, welches ausserdem die Sägepartikel weggespült.

Verpacken in das Gehäuse (packaging): Beim Verpacken der rohen Siliziumchips in ein Gehäuse wird zwischen dem konventionellen Wire-Bonding-Verfahren und dem Flip-Chip-Verfahren unterschieden. Bei beiden Varianten ist zunächst das Ablösen (pick) des Chips vom Wafer notwendig. Er wird mit Vakuum angesaugt und mit abgerundeten Nadeln, die durch die Folie drücken, von der Folie abgelöst. Anschliessend wird der Chip in dem dafür vorgesehenen Gehäuse platziert (die-bonding). Nun müssen die Anschlüsse auf dem Chip mit jenen des Gehäuses verbunden werden. Dazu werden mit feinen Golddrähten die einzelnen Anschlüsse des Chips mit denjenigen des Gehäuses verbunden (wire-bonding).

Heutige Mikroprozessoren mit ihren hohen Taktfrequenzen verlangen nach möglichst kurzen Verbindungen zwischen dem Chip und dem Gehäuse. Die relativ langen Golddrähte verursachen unerwünschte Verzögerungen in den Signallaufzeiten. Dies kann mit der so genannten Flip-Chip-Technologie umgangen werden. Dabei werden an Stelle der Wire-Bond-Drähte so genannte Bumps (z. B. eine Blei / Zinn-Legierung) auf die Anschlussstellen der Chips aufgetragen. Diese Bumps müssen nun auf wenige Mikrometer exakt zum Gehäuse ausgerichtet werden, bevor der umgedrehte (Flip-) Chip mit dem Gehäuse verbunden werden kann.

Funktionskontrolle (testing): Obwohl die Chips während der Produktion mehreren Tests unterzogen werden, wird die einwandfreie Funktionstüchtigkeit nach dem Verpacken nochmals kontrolliert.

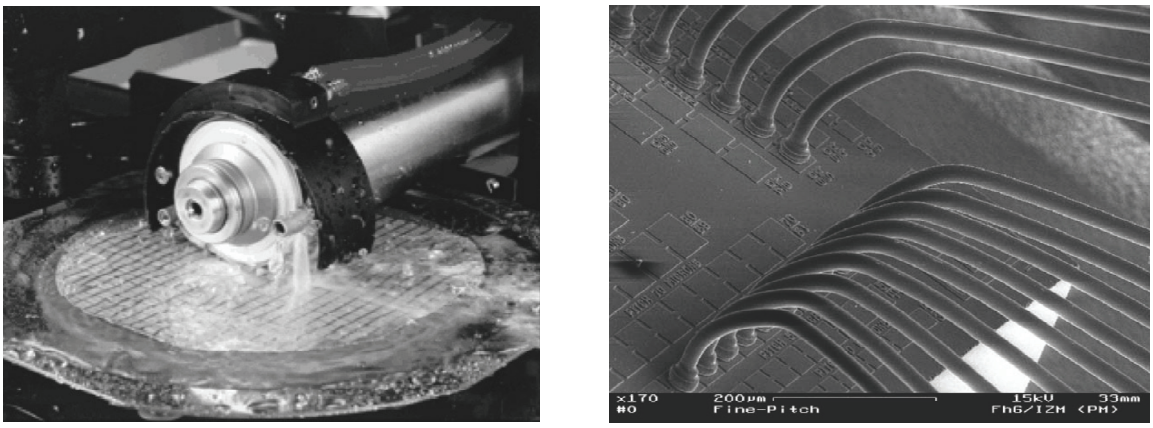


Abbildung 1.6 links: Zerschneiden des Wafers in einzelne Chips, rechts: Feine Golddrähte verbinden die Anschlüsse des Chips mit denjenigen des Gehäuses [Fisc05], [Micr05]

1.1.2 Pumpen in der Halbleiterindustrie

Bei der Fertigung von Halbleiterchips wird der Wafer mehrfach mit flüssigen Chemikalien behandelt. Die Chemikalien werden aus Sicherheits- und Logistikgründen meist zentral gelagert und gemischt. Die Förderung der Flüssigkeiten zu den Prozessanlagen, die Zirkulation innerhalb des Prozesstools und die Rückförderung der verbrauchten Chemikalien oder deren Entsorgung übernehmen Flüssigkeitspumpen. Die Herstellungsschritte Reinigen, Ätzen, Planarisieren und das Aufbringen von Fotolack und Entwickler werden mit flüssigen Chemikalien ausgeführt.

Um eine einwandfreie Funktion der produzierten Halbleiterbausteine zu garantieren, müssen alle Prozessflüssigkeiten hohen Anforderungen bezüglich Reinheit genügen. Pumpen zur Förderung dieser flüssigen Chemikalien dürfen sie nicht mit Fremdstoffen kontaminieren.

Fördersysteme für die Halbleiterindustrie müssen folgende Anforderungen erfüllen:

- Hohe Chemikalienbeständigkeit gegen die in der Nasschemie verwendeten Prozessflüssigkeiten, wie Säuren, Basen, Oxidations- und Lösungsmittel.
- Keine Kontamination der Chemikalien durch Metalle, die vom Material der Pumpe herausgelöst werden können.
- Keine Verunreinigung des Fördermediums durch Partikel, die bei mechanischer Reibung entstehen.

Pumpen, welche diese Anforderungen der Nasschemie erfüllen, sind ausschliesslich hermetische Fördersysteme. In der Halbleiterindustrie übernehmen hauptsächlich Balgen- und Membranpumpen oder magnetgelagerte Kreiselpumpen die Chemikalienförderung.

1.1.3 Balgenpumpen

Druckluftbetriebene Balgenpumpen bestehen im Innern aus zwei durch ein Gestänge verbundene Balgen, wie dies Abbildung 1.7 zeigt. Durch abwechselndes Zuleiten von Druckluft in die beiden Luftkammern werden die Bälge hin und her bewegt, wobei Flüssigkeit durch ein Einlassventil in eine Flüssigkeitskammer gelangt und gleichzeitig Flüssigkeit aus der anderen Kammer über ein Auslassventil gefördert wird. Die Endanschläge der Bälge werden durch Näherungsschalter detektiert und zur Ansteuerung von Pneumatikventilen verwendet, welche die rhythmische Druckluftzuleitung zu den Kammern sicherstellen.

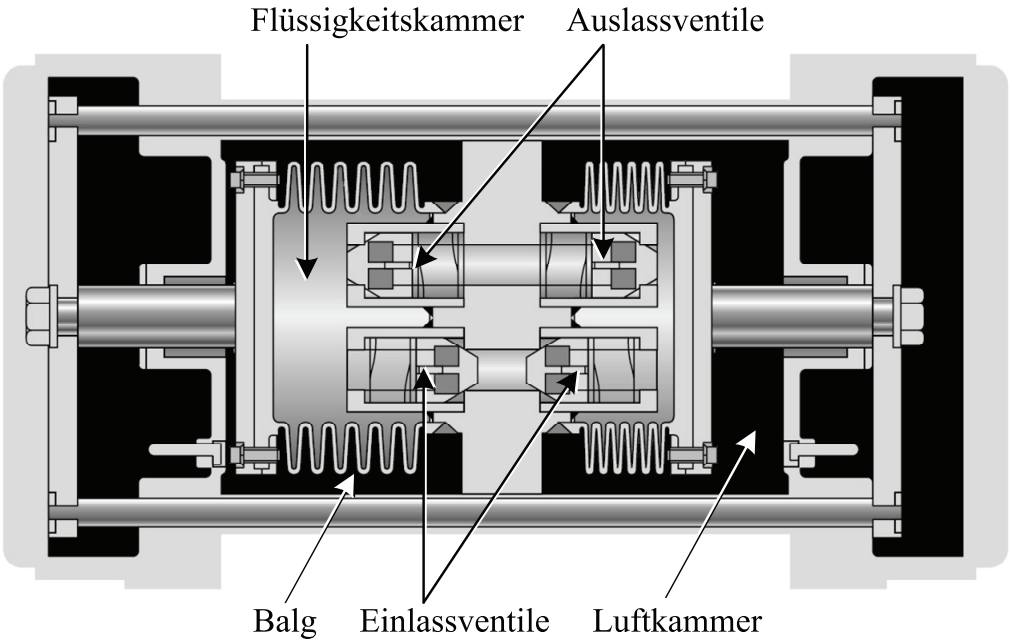


Abbildung 1.7 Schematische Darstellung einer Balgenpumpe

Die pneumatische Ansteuerung bietet den Vorteil, dass sie sicherheitstechnisch bezüglich Brandgefahr bedenkenlos ist. Sie erzeugt aber bei der Linearbewegung viel Lärm und Vibrationen. Aufgrund des Förderprinzips ergibt sich keine kontinuierliche Strömung, was die Prozessqualität beeinträchtigen kann. Mit Pulsationsdämpfern kann die pulsierende Strömung bis zu einem gewissen Grad ausgeglichen werden. Solche Dämpfer benötigen aber viel Platz und vergrössern das verglichen mit ihrer Leistungsfähigkeit ohnehin grosse Bauvolumen der Balgenpumpen noch weiter. Abbildung 1.8

zeigt eine aus Fluorkunststoffen gefertigte Balgenpumpe für die Halbleiterindustrie für einen Durchfluss von 20 l/min bei einem Druck von 3 bar.

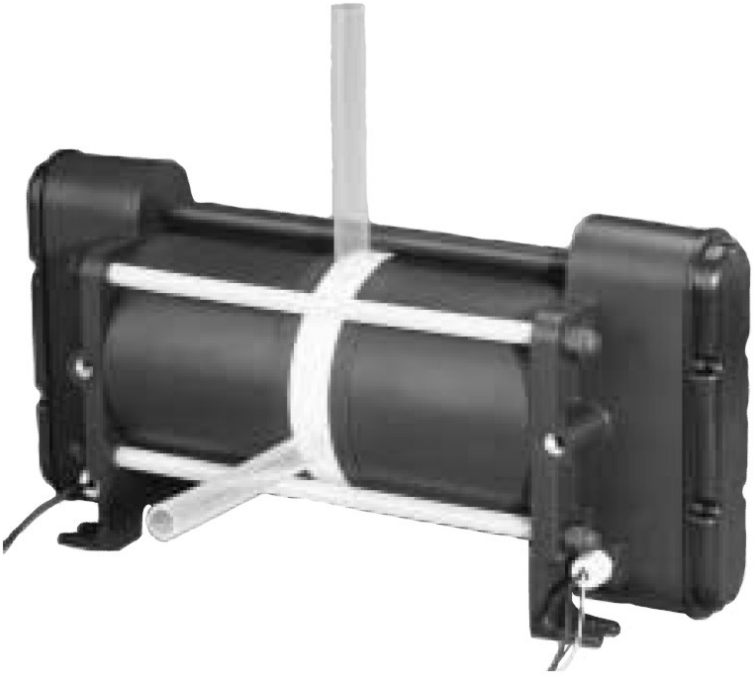


Abbildung 1.8 Chemikalienresistente Balgenpumpe für einen Durchfluss von 20 l/min, Quelle: *Iwaki CO., LTD.*

Auch bei Balgenpumpe werden durch eine Bauweise mit Fluorkunststoffen hohe Anforderungen bezüglich chemischer Beständigkeit und Reinheit erreicht. Problematisch ist hingegen die mechanische Bewegung der Bälge und Ventile, durch welche Partikel gelöst werden und die Flüssigkeit verunreinigen. Typischerweise steigt die Partikelverunreinigung exponentiell mit der Schlagzahl an. Vor allem bei Anwendungen mit hoher Flüssigkeitstemperatur ist die Lebensdauer der beweglichen Teile sehr beschränkt und die ganze Pumpe muss periodisch ausgetauscht werden. Weiter darf eine Balgenpumpe nicht abgeschaltet werden, solange die Förderflüssigkeit heiss ist, da die Bälge sich dauerhaft verformen könnten und die Pumpe unbrauchbar wird. Der grosse Vorteil von Balgenpumpen gegenüber Kreiselpumpen ist ihr einlassseitiges Saugvermögen, was selbstständiges Primen und die Förderung von Flüssigkeiten mit Gasanteil ermöglicht.

1.1.4 Lagerlose Scheibenmotorpumpen

Lagerlose Scheibenmotorpumpen sind magnetisch gelagerte Pumpsysteme, welche keine verschleissende Lager oder fehlbare Dichtungen aufweisen. Basierend auf dem Prinzip der Magnetlagerung wird das Pumpenflügelrad durch die Magnetfelder des Motors kontaktlos innerhalb eines dichten Pumpengehäuses frei in Schwebe gehalten und angetrieben. Flügelrad und Gehäuse bestehen aus chemisch resistenten und hochreinen Fluorpolymeren. Zusammen mit dem Rotormagneten bilden sie den Pumpenkopf. Durchfluss und Druck werden genau durch eine elektronische Geschwindigkeitsregelung kontrolliert um Pulsieren zu vermeiden. Alle Nass-Teile sind aus hochreinen und chemisch resistenten Fluorpolymeren hergestellt.

Für die Halbleiterindustrie bietet dieses Pumpsystem folgende Vorteile [Levi06]:

- Partikelverunreinigungsprobleme in Nassprozessen werden reduziert, da weniger Partikel generiert werden.
- Der kontinuierliche Flüssigkeitsstrom verbessert und vereinfacht die Prozesskontrolle und erhöht die Wirkung der Filter.
- Die kleine Baugrösse spart teuren Raum in Prozess-Anlagen.

Der diesem Pumpsystem zugrunde liegende lagerlose Scheibenläufermotor wurde erstmals von [Barl98] aufgebaut und hat über die Firma *Levitronix* bereits den kommerziellen Zugang zu industriellen Anwendungen gefunden.

In Abbildung 1.9 sind drei auf dem lagerlosen Scheibenläufermotor basierende Pumpen mit unterschiedlicher Leistung gezeigt, deren Funktionsweise und Aufbau in Kapitel 2 genauer erläutert wird. Die Bezeichnung *BSM* beschreibt den lagerlosen Motor und steht als Abkürzung für Bearingless Slice Motor. Mit *BPS*, Bearingless Pump System, wird das ganze Pumpsystem benannt.

Abbildung 1.9 Pumpen von *Levitronix* der Typen *BPS-1*, *BPS-3* und *BPS-4*

Betriebsgrenzen

Die erwähnte Pumpenserie von *Levitronix* ist für Flüssigkeitstemperaturen bis 90°C dimensioniert. Die Temperatur des Motors hängt sowohl von der Umgebungs- und Flüssigkeitstemperatur ab als auch vom hydraulischen Betriebspunkt. Je nach Betriebsbedingungen ist es eventuell nötig, dass der Leistungsbereich der Pumpe eingeschränkt wird, um eine Überhitzung der internen Komponenten zu verhindern. Die Temperatur des Motors wird kontinuierlich überwacht und ausgewertet.

1.1.5 Kühlung von Elektromotoren

Bei der Wandlung von elektrischer in mechanische Energie durch einen Elektromotoren fallen Verluste in Form von Wärme an. Diese Verlustwärme muss der Motor abführen können um eine Überhitzung seiner Komponenten zu verhindern. Motoren mit einem Leistungsbereich von wenigen Kilowatt werden meist passiv durch natürliche Konvektion luftgekühlt oder verfügen über eine Eigenlüftung. Bei einer Eigenkühlung sitzt auf einem Wellenstumpf des Läufers direkt ein Lüfter und versorgt den Motor mit kühlender Frischluft. Abbildung 1.10 zeigt einen eigengekühlten Motor in Explosionsdarstellung mit dem direkt angeflanschten Lüfter. Diese Bauart birgt den Nachteil einer motordrehzahlabhängigen Kühlung und damit eventuell einer unzureichender Kühlleistung bei niedriger Motordrehzahl.

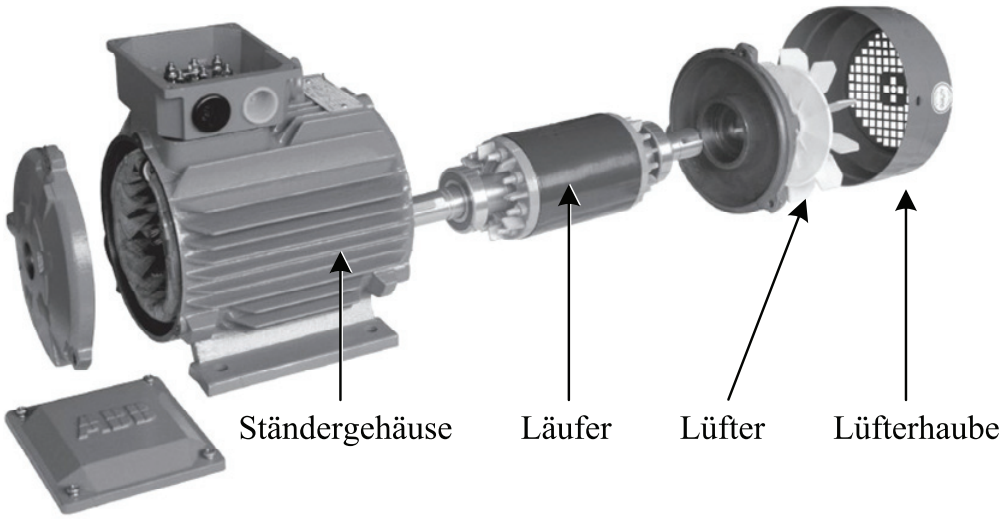


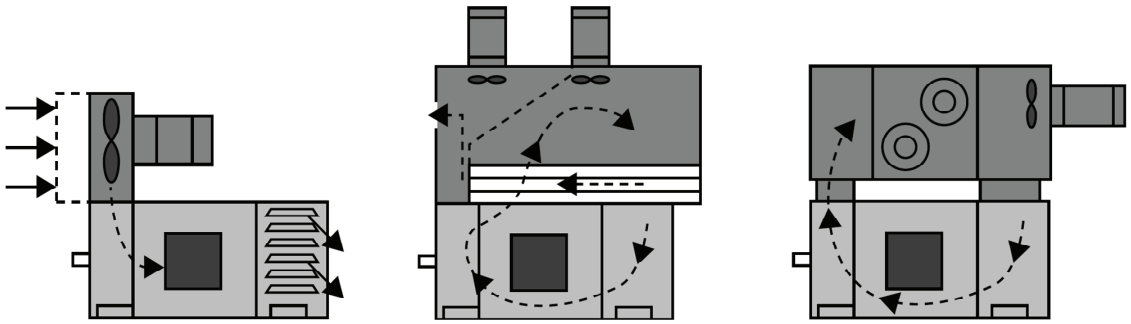
Abbildung 1.10 Elektromotor mit Eigenkühlung, der Lüfter sitzt direkt auf der Motorachse, Quelle: *ABB*

Um diesen Nachteil der Eigenlüftung zu umgehen verfügen vor allem Motoren, die in einem höheren Segment des Leistungsbereichs angesiedelt sind, über wirksamere Kühlarten. Abbildung 1.11 illustriert schematisch drei häufig angewendete Kühlkonzepte.

- Durchzugbelüftung via einen extern am Motor angebrachten Lüfter, so kann der Kühlluftstrom unabhängig vom Betriebspunkt des Motors eingestellt werden.

- Durchzugbelüftung mit einem am Motor angebauten Luft/Luft-Kühler. Ziel dieses Konzepts ist die Trennung der Motorkühlluft von der Umgebung um eine Verschmutzung oder Korrosion des Motors zu verhindern. Daher wird der den Motor kühlende Luftstrom über einen Wärmetauscher abgekühlt und bildet so einen geschlossenen Kreislauf.
- Die Kühlung über einen angebauten Luft/Wasser-Kühler, der die Kühlluft im Motor durch den mit Wasser betriebenen Wärmetauscher abkühlt, ebenfalls mit dem Zweck die Motorkühlung von der Umgebung zu trennen.

Allen Kühlarten gemeinsam ist die direkte Luftkühlung im Innern des Motors, so dass die Stator- und Rotorwicklungen gleichermassen ihre Verlustwärme abführen können.



Durchzugbelüftung mit aufgebauten Fremdlüfter

Durchzugbelüftung mit aufgebautem Luft/Luft -Kühler

Durchzugbelüftung mit aufgebautem Luft/Wasser -Kühler

Abbildung 1.11 Verschiedene Kühlarten für Elektromotoren

Durch eine intensivierte Kühlung des Motors kann dessen Temperatur auch bei erhöhter Ausnützung der Wicklungen durch grosse Stromdichten in den zulässigen Grenzen gehalten werden. Dies wird vor allem bei so genannten High Torque Motoren angewendet. Mit diesem Begriff werden Antriebe bezeichnet, die im Bereich niedriger und mittlerer Drehzahlen hohe Drehmomente entwickeln und für den Direktantrieb im allgemeinen Maschinenbau geeignet sind.

Anstelle der Luftkühlung sind oft Flüssigkeitsmantelkühlungen im Einsatz, die im Gehäuse des Motors in einem Doppelmantel einen Fluidstrom mit

einer hohen Wärmeübergangszahl vom Aktivteil auf die Kühlflüssigkeit realisieren. Eine gute Anbindung der Wicklung im Bereich der Wickelköpfe ausserhalb des Blechpakets mittels einer thermisch gut leitfähigen, aber trotzdem elektrisch isolierenden Vergussmasse an den Kühlmantel verbessert die Kühlung und sorgt für eine gleichmässige Wicklungserwärmung.

Synchronmaschinen, besonders mit permanentmagnetischer Erregung, sind für Wasserkühlungen speziell geeignet, da deren Motorverluste hauptsächlich im Stator entstehen und dort durch einen Kühlmantel oder durch ein integriertes Kühlsystem sehr effizient abgeführt werden können. Durch die Wasserkühlung lassen sich kompakte, leistungsfähige und durch den Verzicht auf Lüfter geräuscharm laufende Motoren realisieren, wie zum Beispiel die High Torque Motoren in Abbildung 1.12.

Abbildung 1.12 High Torque Motoren, wassergekühlte permanenterregte hochpolige Synchronmotoren, ganz rechts in Hohlwellenausführung, Quelle: *Baumüller Holding GmbH*

Motoren als Antriebe für Flüssigkeitspumpen können durch das zu fördernde Medium gekühlt werden. Dabei wird ein Teil des Pumpmediums abgezweigt und zur Aufnahme der Verlustwärme zum Motor geleitet. Diese Methode ist bei Wasserpumpen weit verbreitet und vereinfacht deren Betrieb durch die integrierte Kühlung. Diese Kühlmethode ist auf eine niedrige Temperatur des Fördermediums zwingend angewiesen, sonst ist eine ausreichende Kühlung des Antriebsmotors nicht gewährleistet. Motoren für Pumpenantriebe zur Förderung von warmen oder heissen Flüssigkeiten benötigen demnach andere Methoden der Kühlung.

1.2 Zielsetzung der Arbeit

Damit in der Fabrikation von Halbleiterchips auch die Ätzprozesse durch lagerlose Pumpsysteme mit Chemikalien versorgt werden können, ist ein magnetgelagertes Pumpsystem auf der Basis des Scheibenläufermotors erwünscht, das aggressive Flüssigkeiten bei Temperaturen von bis zu 150°C fördern kann.

In dieser Dissertation sind neue Konzepte zu erarbeiten, die dem Prinzip der lagerlosen Pumpe eine Ausdehnung des Anwendungsbereichs auf 150°C erlauben. Dabei sind folgende Schwerpunkte zu behandeln:

- Fragen der Wärmeabführung und thermische Modelle
- Sensorik zur Erfassung der Rotorposition und Winkellage
- Materialfragen in Bezug auf die ionendichte Ummantelungen des Metallrotors und die Werkstoffe der Permanentmagnete

Die Aufgabenstellung erfordert einen bereichsübergreifenden Ansatz und ist interdisziplinär zu lösen. Für die Bearbeitung der Problemstellungen wird neben Kenntnissen in Elektrotechnik auch Wissen in folgenden Themenbereichen benötigt:

- Magnetlagertechnik
- Thermodynamik
- Chemie
- Fluiddynamik
- Maschinenbau

1.3 Aufbau der Arbeit

Basierend auf früheren Arbeiten über den magnetgelagerten Scheibenläufermotor von [Barl98] und [Neff03] befasst sich diese Arbeit mit Fragestellungen, die in Bezug auf eine Erweiterung des Anwendungsgebietes der lagerlosen Pumpe auf höhere Betriebstemperaturen auftreten.

Das folgende *Kapitel 2* behandelt die Grundlagen und den Aufbau des magnetgelagerten Pumpsystems und bildet die Basis für die weiterführenden Kapitel.

In *Kapitel 3* werden die Mechanismen des Wärmetransportes in Bezug auf den Scheibenläufer aufgezeigt und Modelle zu dessen Verlustberechnung vorgestellt. Auf dieser Basis wird ein thermisches Modell der lagerlosen Pumpe erarbeitet und mit thermischen Simulationen von Programmen mit Finite-Elemente-Berechnung verglichen.

Kapitel 4 stellt verschiedene Kühlkonzepte für den magnetgelagerten Scheibenläufermotor vor und untersucht ihre Wirksamkeit in Bezug auf die Möglichkeit der Förderung von heisser Flüssigkeit durch die lagerlose Pumpe.

Die Position des schwebenden Rotors im Scheibenläufermotor muss durch Sensoren erfasst werden. *Kapitel 5* beschreibt Sensorkonzepte, die einen Betrieb der Pumpe mit heisser Flüssigkeit ohne Motorkühlung zulassen

Kapitel 6 untersucht die Problemstellungen in Bezug auf den von heissen und aggressiven Chemikalien umgebenen Impeller. Dies betrifft die aus Fluorpolymer bestehende Umkapselung des Permanentmagneten, den Magneten selbst sowie die Hydrodynamik der Kreiselpumpe.

Kapitel 7 zeigt wie Pumpen bei hohen Betriebstemperaturen getestet werden. Ausserdem werden die Realisierung der Kühlsysteme, spezielle Motoren aus temperaturfesten Materialien und Resultate von Dauertests vorgestellt.

In der *Zusammenfassung* und im *Ausblick* werden die wichtigsten Punkte der Arbeit zusammengefasst und auf zukünftige Forschungs- und Entwicklungsrichtungen hingewiesen.

Kapitel 2

Magnetlagerung

Die Bewegung eines starren Körpers im Raum weist sechs räumliche Freiheitsgrade auf. Beim Rotor einer Maschine bleibt ein Freiheitsgrad zur Rotation um seine Längsachse frei, die anderen zwei rotatorischen und die drei translatorische Freiheitsgrade müssen stabilisiert werden. Durch eine rein passive Magnetanordnung ist ein Schweben eines Körpers im Raum nach [Brau93] nur möglich, wenn mindestens ein Freiheitsgrad durch andere Kräfte stabilisiert wird oder sich diamagnetische Materialien im System befinden. Eine magnetische Stabilisierung der geforderten fünf Freiheitsgrade ist demnach nur unter Zuhilfenahme aktiver Magnetlager mit Sensorik, Regler, Leistungsverstärker und elektromechanischem Aktor sinnvoll möglich.

2.1 Der lagerlose Scheibenläufermotor

Die Bezeichnung Scheibenläufermotor beschreibt einen Motor mit scheibenförmigem Rotor, welcher um die Drehachse ein grösseres Trägheitsmoment als senkrecht zur Drehachse aufweist. Abbildung 2.1 zeigt einen diametral magnetisierten zweipoligen Permanentmagnetring als Scheibenläuferrotor. Dieser Rotor wird im lagerlosen von BARLETTA [Barl98] entwickelten Scheibenläufermotor berührungsfrei magnetisch gelagert und angetrieben.

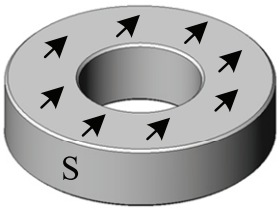


Abbildung 2.1 Diametral magnetisierter zweipoliger Permanentmagnet

2.1.1 Koordinatensysteme

Um die aktuelle Lage des Rotors im Raum zu beschreiben werden Positions- (*xyz)* und Winkelkoordinaten (*αβγ)* eingeführt. Der Ursprung des Koordinatensystems, wie in Abbildung 2.2 zu sehen, liegt im geometrischen Mittelpunkt des Permanentmagnetrings. Der magnetische Mittelpunkt des Rotors wird nur Idealerweise mit dem geometrischen zusammenfallen, was zu Problemen wie Vibrationen führen kann. Lösungsvorschläge zur regeltechnischen Kompensation finden sich in [Huet03].

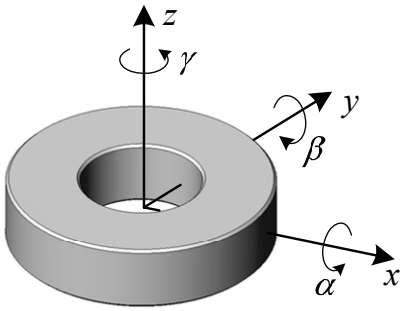


Abbildung 2.2 Positions- und Winkelkoordinaten des Rotors

Die Regelung von Elektromotoren mit drehzahlsynchronen Strömen in den Wicklungen des Stators wird oft feldorientiert realisiert, das heisst, die Grössen werden in einem mit dem Rotor mitdrehenden Koordinatensystem verarbeitet. So werden sie für einen auf dem Rotor sitzenden Betrachter zu einfach regelbaren Gleichstromgrössen.

Die elektrischen Grössen des lagerlosen Motors werden als Vektorgrössen im Stator- und im Feldkoordinatensystem dargestellt, wobei es sich um orthogonale *dq*-Zweiphasensysteme handelt, wie in Abbildung 2.3 dargestellt.

Die Umrechnung zwischen den beiden Koordinatensystemen erfolgt, wie in den Gleichungen (2.1) bis (2.4) beschrieben, mittels einer Drehtransformation über den Drehwinkel γ_F, Formelschreibweise nach [Huge04].

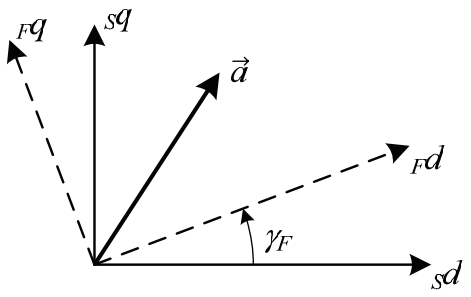


Abbildung 2.3 Zusammenhang zwischen Stator- und Feldkoordinatensystem

$$ {}_F\vec{a} = {}_{FS}\boldsymbol{R}\left(\gamma_F\right)\ {}_S\vec{a} \tag{2.1} $$

$$ {}_{FS}\boldsymbol{R}\left(\gamma_F\right) = \begin{bmatrix} \cos\gamma_F & \sin\gamma_F \\ -\sin\gamma_F & \cos\gamma_F \end{bmatrix} \tag{2.2} $$

$$ {}_S\vec{a} = {}_{SF}\boldsymbol{R}\left(\gamma_F\right)\ {}_F\vec{a} \tag{2.3} $$

$$ {}_{SF}\boldsymbol{R}\left(\gamma_F\right) = {}_{FS}\ \boldsymbol{R}\left(\gamma_F\right)^{-1} = \begin{bmatrix} \cos\gamma_F & -\sin\gamma_F \\ \sin\gamma_F & \cos\gamma_F \end{bmatrix} \tag{2.4} $$

In der Beschreibung des lagerlosen Motors sind zwei verschiedene elektrische Systeme von Bedeutung. Das Antriebssystem mit der Polpaarzahl $p_A = 1$ und das Lagersystem mit der Polpaarzahl $p_L = p_A \pm 1 = 2$. Der mechanische Rotorwinkel und der Feldwinkel stehen in folgendem Zusammenhang zueinander:

$$\gamma_F = p_A \gamma \tag{2.5}$$

Entsprechend sind auch die mechanischen und die elektrischen Winkelfrequenzen über die Polpaarzahl des Antriebs gekoppelt.

2.1.2 Passives Axial- und Kipplager

Durch die Bauweise des Scheibenläufermotors werden drei Freiheitsgrade des Rotors passiv stabilisiert. So müssen nur noch zwei Freiheitsgrade aktiv geregelt werden, was die Komplexizität des Systems verringert. Bei einer axialen Auslenkung des Rotors in Richtung der *z*-Achse, wie in Abbildung 2.4 gezeigt, wirken die entstehenden Reluktanzkräfte der Auslenkung des Rotors entgegen und stabilisieren ihn.

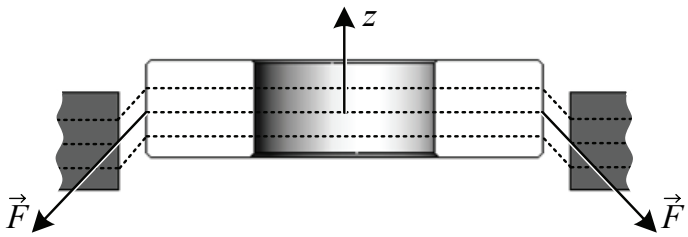


Abbildung 2.4 Passives Axiallager

Bei einer Verkippung des Rotors um die Drehachsen α und β wirkt wie bei einer axialen Auslenkung ebenfall eine stabilisierende Reluktanzkraft auf den Rotor.

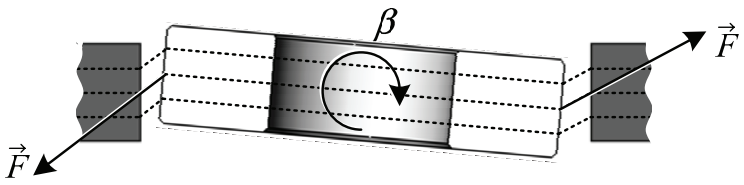


Abbildung 2.5 Passives Kipplager

2.1.3 Aktives Radiallager

Das aktive Radiallager des lagerlosen Scheibenläufermotors muss nur die Stabilisierung von zwei Freiheitsgraden des Rotors übernehmen, nämlich die der Auslenkungen in Richtung der *x*- und *y*-Achse.

Durch Wicklungen im Stator des Motors können Ströme und Magnetfelder erzeugt werden, die durch Lorentz- und Maxwell-Kräfte eine radiale Lagerung des Rotors erlauben.

Magnetische Felder üben auf Ladungsträger Kräfte aus, wenn sich diese relativ zum Feld bewegen. Dabei ist es gleichgültig ob sich diese frei im Raum bewegen oder als elektrischer Strom durch einen Leiter fliessen. Die Richtung der Kraft ist stets rechtwinklig sowohl zur Bewegung als auch zum Feld. Diese Kraft wird Lorentz-Kraft genannt und bildet die Basis für die Berechnung des Drehmoments in elektrischen Maschinen, sie bestimmt sich zu:

$$dF_L = I\left(dl \times B\right) \quad \left(B \perp dl\right) \tag{2.6}$$

Bei genuteten Motoren, wo die Leiter in Eisennuten liegen und sich aufgrund der hohen Permeabilität des Eisen praktisch im feldfreien Raum befinden, handelt es sich streng genommen nicht um Lorentz-Kräfte, sondern um die Tangentialkomponenten der Maxwell-Kräfte. Die resultierende Kraft hat aber denselben Wert, wie wenn sich der Leiter selbst im Feld befinden würde [Kuep84].

Maxwell-Kräfte treten in einem magnetischen Kreis an den Grenzflächen von Materialien mit unterschiedlicher Permeabilität auf. Die Kraft auf ein infinitesimales Grenzflächenelement zwischen Luftspalt und hochpermeablem Material, durch das die Induktion *B* stets senkrecht hindurch tritt, berechnet sich nach der Maxwellschen Formel zu:

$$dF_M = \frac{B^2 dA}{2\mu_0} \tag{2.7}$$

Die Maxwell-Kraft wirkt durch die hohe Permeabilität des Eisens nahezu in der Normalen zum Grenzflächenelement und in Richtung des Luftspaltes.

Für den lagerlosen Motor mit vierpoliger Lagerwicklung sind die Lorentz- und Maxwell-Kräfte in Abbildung 2.6 und Abbildung 2.7 dargestellt. Für

die Krafterzeugung auf den Rotor sind zwei grundlegende Fälle zu unterscheiden: Erstens die Kraftrichtung parallel zur Magnetisierungsrichtung des Rotors und zweitens orthogonal dazu. Durch Überlagerung dieser beiden Grundfälle kann für jeden beliebigen Rotorwinkel eine Kraft in benötigter Richtung in der *xy*-Ebene gebildet werden.

Die vierpolige Tragstromverteilung bewirkt tangential am Rotor angreifende Lorentzkräfte, die in ihrer Summe eine Querkraft ergeben. Eine Drehung der Tragstromverteilung um 45° gegenüber dem Rotorfeld, bewirkt eine Drehung der Kraftrichtung um 90°.

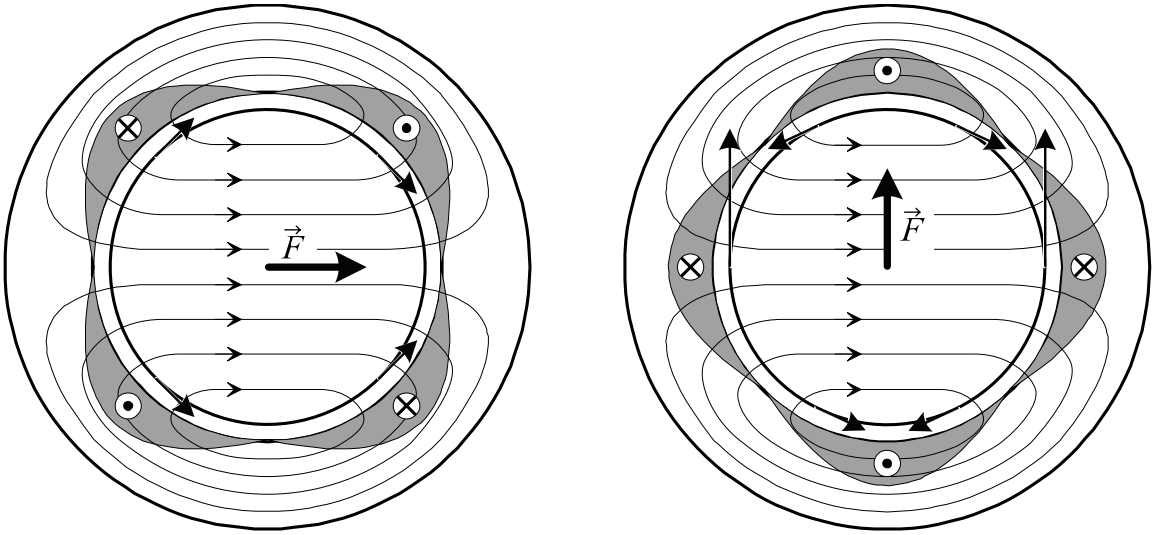


Abbildung 2.6 Lorentz-Querkraftbildung für $p_A = 1$ und $p_L = 2$

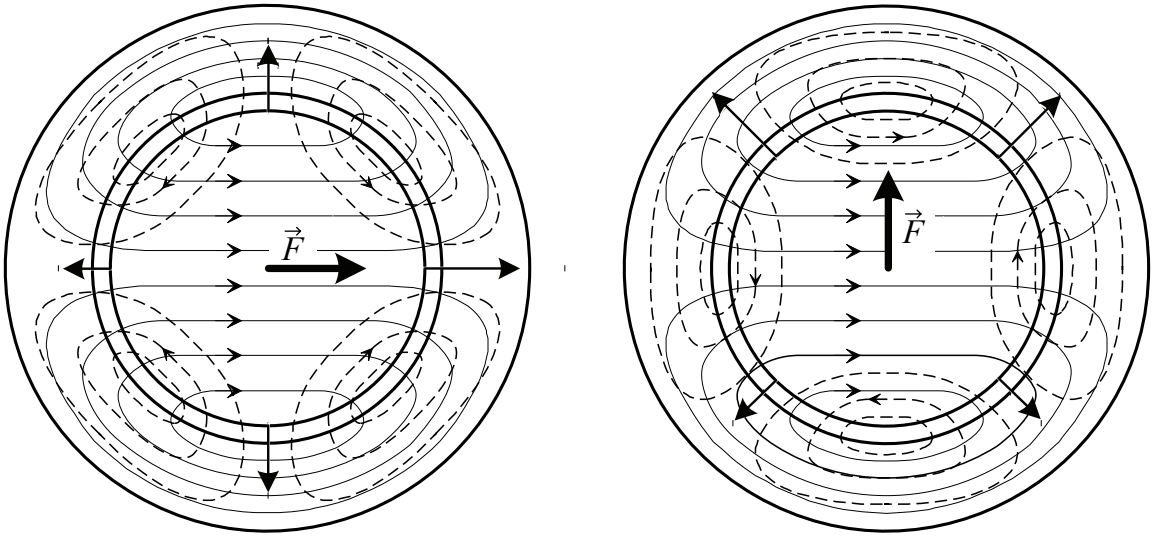


Abbildung 2.7 Maxwell-Querkraftbildung für $p_A = 1$ und $p_L = 2$

Die Maxwell-Kräfte wirken für eine Motorkonfiguration mit $p_A = p_L+1$ in die gleiche Richtung wie die Lorentz-Kräfte [Scho93]. Die durch die Lagerwicklungen generierten Teilfelder durchlaufen den Luftspalt in gleicher oder entgegengesetzter Richtung des Rotorfeldes. Daher wird das Gesamtfeld dort verstärkt oder abgeschwächt und die lokalen Maxwell-Kräfte nehmen ebenfalls zu oder ab. Die am Rotor angreifenden Maxwell-Kräfte wirken jetzt nicht mehr symmetrisch und erzeugen eine Querkraft am Rotor. Durch eine Drehung um 45° des vierpoligen Lagerfeldes dreht die Richtung der Querkraft wie bei der Lorentz-Kraft ebenfalls um 90°.

Die Regelung dieses lagerlosen Antriebs ist aufwendiger als die eines konventionellen Magnetlagers, da zur Querkrafterzeugung nicht nur die Position des Rotors sondern auch dessen Winkellage bekannt sein muss.

2.1.4 Drehmomenterzeugung

Der Antrieb des Scheibenläufermotors ist als permanentmagnetisch erregte zweipolige Synchronmaschine mit zweiphasiger Statorwicklung jeweils über zwei Klauen ausgelegt. Eine Synchronmaschine läuft mit höchstem Wirkungsgrad, das heisst, bei minimalem Blindleistungskonsum, wenn das Drehfeld des Stators dem Feld des permanentmagnetischen Rotors um 90° vorauseilt. Die Drehmomentbildung geschieht wie in jeder Synchronmaschine auch nach den vorher benannten Lorentz- und Maxwell-Kräften.

2.1.5 Regelung

Die gesamte Regelung des lagerlosen Motors wird digital mit Hilfe eines Digitalen-Signal-Prozessors (DSP) direkt feldorientiert ausgeführt. Anders als bei der indirekt feldorientierten Regelung, existieren keine analogen Stromregelkreise im Statorsystem. Bei dieser Magnetlagerung bestehen für die Regelung zwei Hauptaufgaben, die Regelung der Rotordrehzahl und dessen radialer Position.

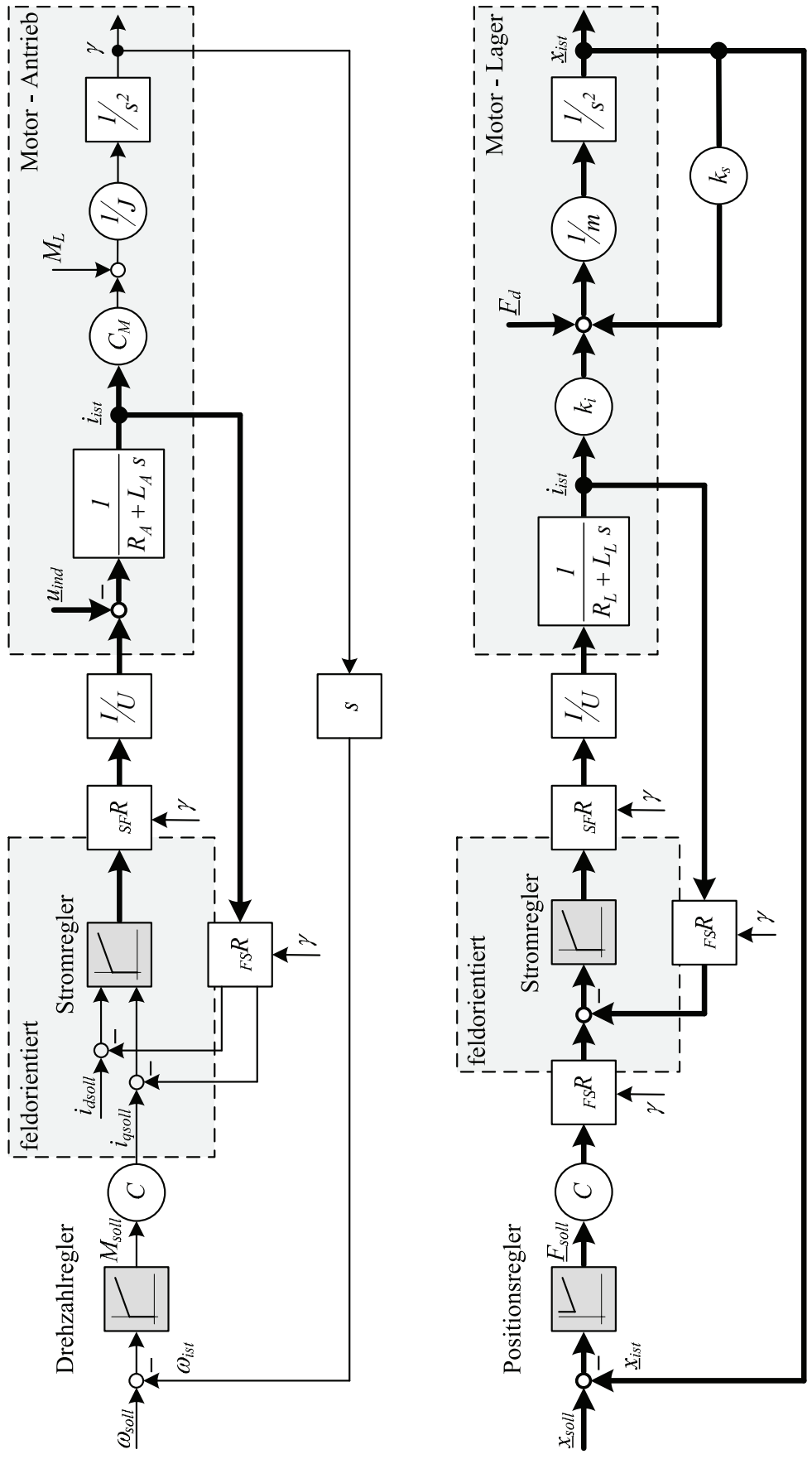


Abbildung 2.8 Struktur des Drehzahl- und Positionsregelkreises des lagerlosen Motors

Drehzahlregler

Die Drehzahl des permanentmagnetischen Rotors wird durch winkelmessende Hallsensoren erfasst, digitalisiert und als Istwert für den PI-Drehzahlregler dem DSP zugeführt. Die Ausgangsgrösse des PI-Drehzahlreglers ist ein Sollstrom in Richtung der q-Achse, welcher ein Drehmoment erzeugt, um die Solldrehzahl zu halten und das Lastmoment zu überwinden. Der unterlagerte feldorientierte PI-Stromregler vergleicht die Istströme in den beiden Antriebssphasen, welche durch die Drehtransformation mit der Matrix ${}_{FS}R$ ins feldorientierten Koordinatensystem abgebildet werden, mit den Sollströmen des Drehzahlreglers. Dabei wird der Magnetisierungsstrom i_d auf null und der Momentstrom i_q auf den Sollwert geregelt. Der Ausgang des Drehzahlreglers muss nicht ins Feldkoordinatensystem transformiert werden, da dies durch die Forderung, dass i_d gleich null ist, unnötig wird. Der Stromregler braucht aufgrund dessen Platzierung im Feldsystem nur Gleichströme zu regeln. Die beiden sinusförmigen Antriebsströme entstehen anschliessend durch Rücktransformation ins Statorsystem. Durch den PWM-Steller werden die Stromausgangsgrössen des Reglers in Spannungswerte umgewandelt und dem Motor zugeführt. Die Struktur des Drehzahlregelkreises ist in Abbildung 2.8 zu sehen, Vektorgrössen sind durch dicke Linien gekennzeichnet.

Positionsregler

Die Position des Rotors wird über Wirbelstromsensoren gemessen und im DSP zur Positionsregelung digitalisiert. Für die Transformationen zwischen Stator- und Feldkoordinatensystem wird der benötigte aktuelle Rotorwinkel aus der Messung im Drehzahlregelkreis verwendet. Der zur schnelleren Ausregelung von Störgrössen am Rotor als PID-Regler ausgelegte Positionsregler vergleicht die Istposition des Rotors mit der gewünschten Sollposition. Die Sollposition muss nicht zwingend auf der Symmetrieachse des Motors liegen. Durch leichte radiale Positionsverschiebungen können die nötigen vom Lager aufzubringenden Radialkräfte in Zusammenhang mit entstehenden statischen hydraulischen Kräften in der Kreiselpumpe reduziert werden. Der Positionsregler liefert als Ausgangsgrösse einen Sollkraftvektor in der xy-Ebene, der nötig ist, um den Rotor wieder an seine Sollposition zu verschieben oder dort zu halten. Der unterlagerte feldorien-

tierte Stromregler prägt die nötigen Ströme in den beiden Lagerphasen ein, um die vom Positionsregler geforderte Kraft auf den Rotor zu erzielen. Die Struktur des Positionsregelkreises ist ebenfalls in Abbildung 2.8 zu sehen, Vektorgrössen sind mit dicken Linien gekennzeichnet.

2.1.6 Ansteuerung

Analoge Leistungsverstärker kommen wegen den auftretenden hohen Verlusten bei der Ansteuerung von lagerlosen Motoren kaum zum Einsatz. Besser eignen sich geschaltete digitale Verstärker, die zu einem wesentlich höheren Wirkungsgrad des Gesamtsystems führen.

Die vier Phasen, zwei Antriebs- und zwei Lagerphasen, dieses magnetgelagerten Motors werden durch je eine Vollbrücke, wie in Abbildung 2.9 gezeigt, angesteuert. So können alle Strangspannungen unabhängig voneinander vorgegeben und damit alle Ströme individuell eingeprägt werden. Die Leistungsschalter einer Vollbrücke werden via einen Treiber durch ein vom DSP generiertes PWM-Signal entsprechend dem Stromreglerausgang angesteuert.

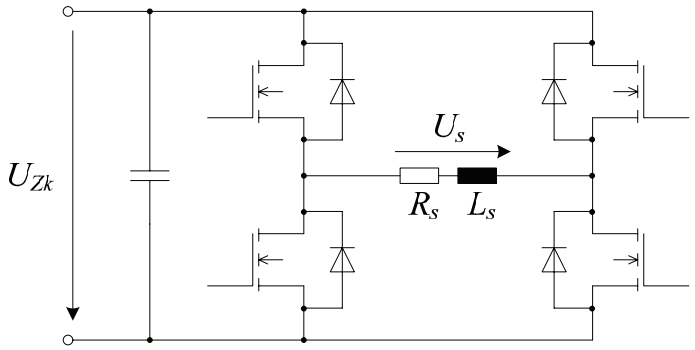


Abbildung 2.9 Vollbrücke mit MOSFET zur Ansteuerung einer Phase

2.2 Lagerlose Kreiselpumpe

Tempelmotor

Um den Motor kompakt zu halten und für die Gestaltung der Kreiselpumpe genügend Freiraum zu haben, wird der Motor in Tempelbauweise gefertigt, siehe Abbildung 2.10. Dies bedeutet, dass die Wicklungen zurückgezogen sind und so in der Nähe des Rotors keinen Bauraum einnehmen. Auf den acht durch die Tempelbauweise L-förmigen Klauen sitzen die in zwei Phasen geschalteten vier Wicklungen des Antriebs, welche jeweils zwei Klauen umschliessen und darüber die ebenfalls in zwei Phasen zusammengeschlossenen acht Wicklungen des Lagersystems. Um den Magnetkreis zu schliessen sind die Eisenklauen am Boden des Motors mit einem geblechten Eisenrückschluss verbunden.

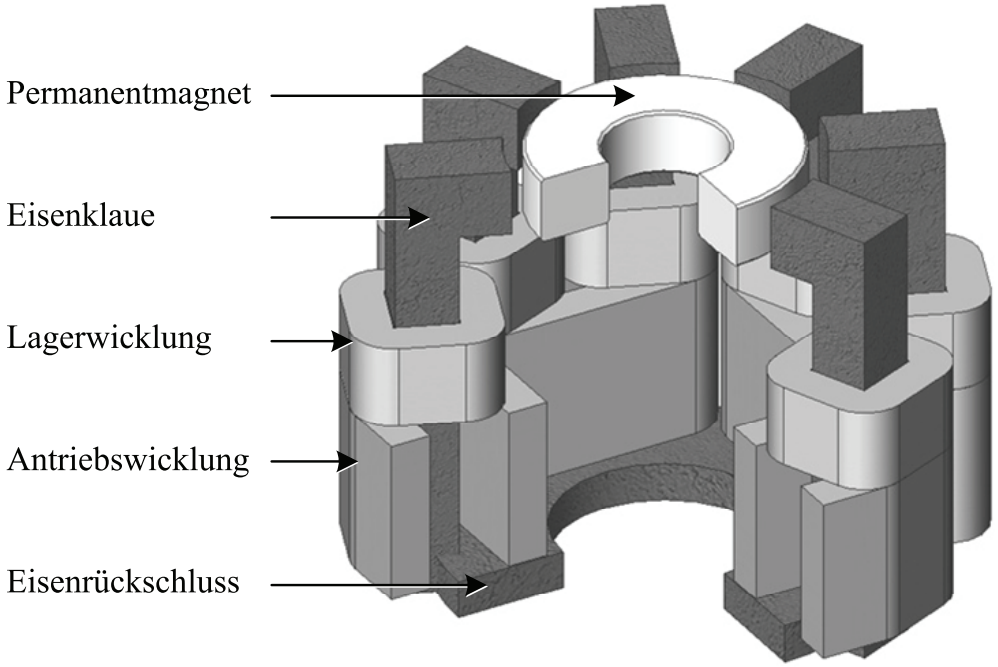


Abbildung 2.10 Magnetkreis des Motors in Tempelbauweise

Kreiselpumpe

Die lagerlose Pumpe ist eine Zentrifugalpumpe, auch Kreiselpumpe genannt. Ihre grundsätzliche Aufgabe besteht darin eine Flüssigkeit mit einem bestimmten Volumenstrom auf ein gewisses Druckniveau anzuheben. Die hydraulische Leistung bestimmt sich aus Druckdifferenz über der Pumpe multipliziert mit dem Förderstrom:

$$P_H = \Delta p \, Q_H = \rho \, g \, H_F \, Q_H \tag{2.8}$$

Ändert sich der Förderstrom der Kreiselpumpe in einem Flüssigkeitskreislauf, so verändern sich ebenfalls der erzeugte Differenzdruck, die Leistungsaufnahme und der hydraulische Wirkungsgrad der Pumpe. Bei der Kreiselpumpe gilt:

- Der Differenzdruck über der Pumpe verhält sich quadratisch zur Pumpendrehzahl.
- Der Durchfluss ändert sich bei konstantem Strömungswiderstand und turbulenter Strömung proportional zur Pumpendrehzahl.

Flüssigkeitspumpen lassen sich eindeutig charakterisieren, indem ihre Differenzdruck-Förderstrom-Kennlinien bei verschiedenen Drehzahlen aufgenommen werden. Der momentane Betriebspunkt der Pumpe ergibt sich aus der hydraulischen Last, also von der Druckdifferenz in der „Anlage“, die überwunden werden muss. Der Aufbau der Kreiselpumpe passend zum lagerlosen Motor ist in Abbildung 2.11 illustriert, gut zu sehen ist der vom Flügelrad umschlossene Permanentmagnetring.

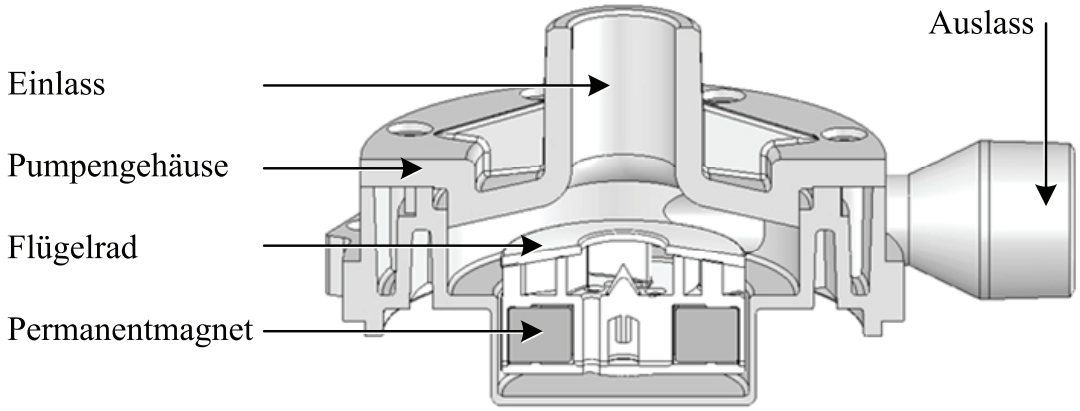


Abbildung 2.11 Kreiselpumpe passend zum lagerlosen Motor

Systemübersicht

Der Pumpenkopf der Kreiselpumpe kann jetzt auf den lagerlosen Motor „gesteckt“ werden und das magnetgelagerte Pumpsystem ist einsatzbereit. Der Motor mit integrierter Sensorelektronik zur Erfassung der Rotorposition liefert diese Signale an den Controller der Pumpe, welcher Signalverarbeitung und Leistungsverstärkung in sich vereint.

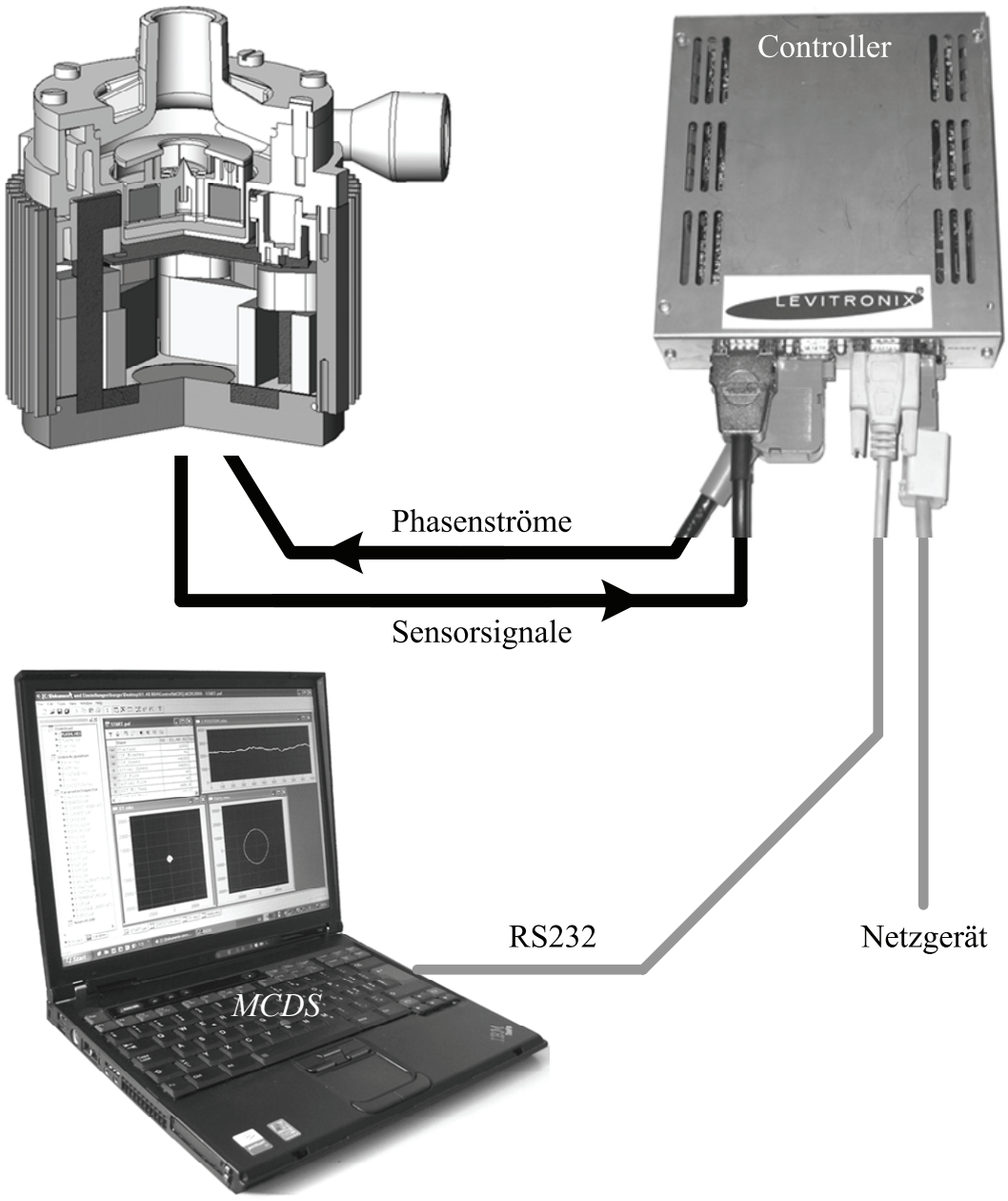


Abbildung 2.12 Systemübersicht lagerloses Pumpsystem

Herzstück des Controllers ist ein digitaler Signalprozessor. Er ist zuständig für Regelungs-, Überwachungs- und Kommunikationsroutinen und ist für eine hohe Code-Effizienz direkt in Assembler programmiert. Via RS232 Schnittstelle ist ein Online-Zugriff auf sämtliche Speicheradressen des Signalprozessors möglich, was eine effiziente Inbetriebnahme und Überwachung des magnetgelagerten Motors ermöglicht. Nach Vorgabe der Motorregelung bestromt der vierphasige Leistungsverstärker, aufgebaut aus vier Vollbrücken, die Wicklungssysteme des Motors, um den Rotor die geforderten Bewegungen ausführen zu lassen.

Das lagerlose Pumpsystem ist ein typisches mechatronisches System, das aus der Kombination von Mechanik, Elektrotechnik und Informationsverarbeitung neue Funktionalitäten schafft. Mechatronische Systeme zeichnen sich durch ihren interdisziplinären Charakter aus und sind aus den vier Hauptkomponenten aufgebaut:

Aktoren	Der Rotor wird für die Pumpleistung in Drehung versetzt und magnetisch in Schwebe gehalten.
Sensorik	Position und Winkellage des Rotors wird durch die Sensorelektronik erfasst, aufbereitet und zum DSP übertragen.
Regler	Der Regler im DSP wertet die Sensorsignale aus, verarbeitet sie und steuert den Leistungsverstärker entsprechend an.
Leistungsverstärker	Der Leistungsverstärker liefert die Energie um den Aktor die vom Regler geforderten Bewegungen ausführen zu lassen.

Kapitel 3

Thermisches Modell

Flüssigkeitspumpen sind meist elektromechanische Energiewandler, welche die elektrische Energie vom Netz in eine drehende Bewegung des Flügelrades und somit in hydraulische Arbeit umwandeln. Wie bei allen Energiewandlern geschieht dies nicht verlustfrei. Die Wandlungsverluste gehen einerseits von der Nutzenergie verloren und andererseits fallen sie in Form von Wärme an, welche abgeführt werden muss.

Die anfallende Verlustwärme und der mögliche Wärmeeintrag des heissen Prozessmediums erwärmen das lagerlose Pumpsystem und die thermischen Eigenschaften von Material und Elektronik begrenzen dessen Einsatzbereich. Daher sind Modelle für die Berechnung der anfallenden Verluste im Motor und dessen Wärmeverteilung erforderlich.

3.1 Verluste im Pumpsystem

Im gesamten lagerlosen Pumpsystem entstehen bei der Umwandlung von elektrischer in hydraulische Energie Wandlungsverluste im Umrichter, im Motor und in der Kreiselpumpe. Abbildung 3.1 zeigt eine qualitative Aufteilung der Verluste dieses Pumpsystems. Die genauen Grössen sind abhängig vom aktuellen Betriebspunkt der Pumpe.

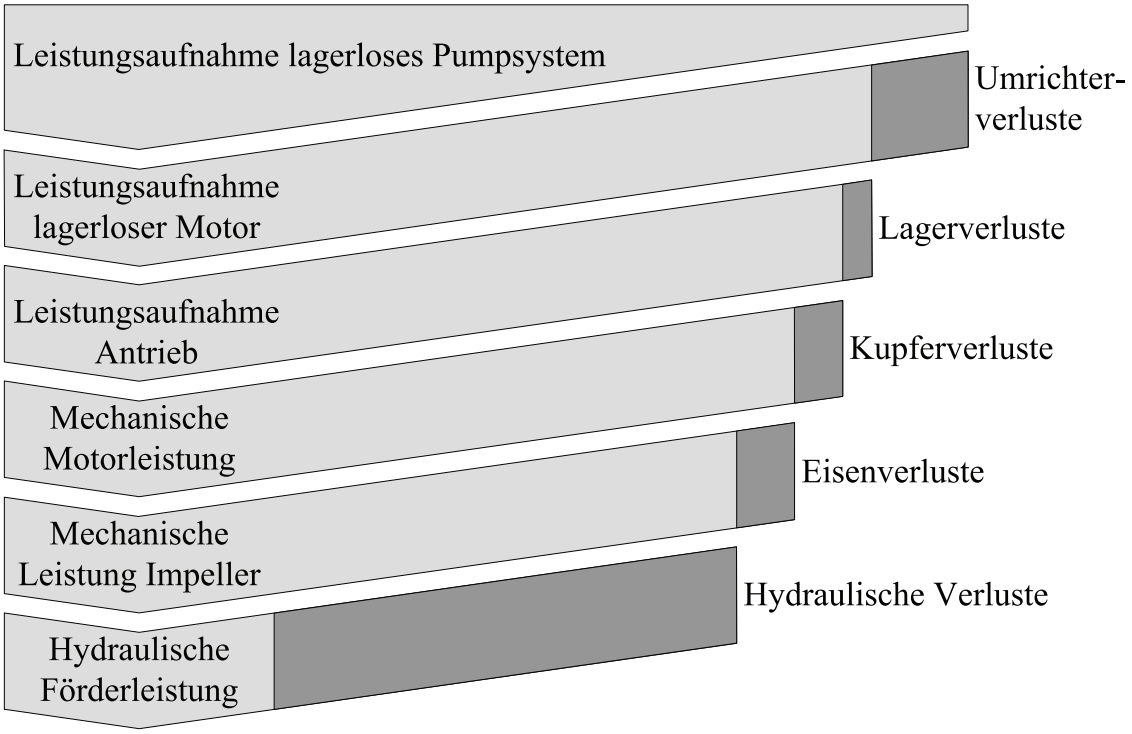


Abbildung 3.1 Qualitative Verlustleistungsaufteilung eines lagerlosen Pumpsystems

Die entstehenden Verluste im Umrichter sind bei der thermischen Analyse der Pumpe nicht von Interesse, daher werden sie nicht genauer erläutert. Die Motorverluste können einerseits in Lager- und Antriebsverluste aufgeteilt, andererseits nach den drei Verlustarten aufgegliedert werden. Abbildung 3.2 zeigt die Aufteilung der Verluste nach oben genannten Kriterien:

	Lager	Antrieb
Kupferverluste	Wicklungen	Wicklungen
Hystereseverluste		Eisenkreis
Wirbelstromverluste		Eisenkreis Motorgehäuse Rotor

Abbildung 3.2 Aufteilung der Motorverluste nach Verlustart und Entstehungsort

Kupferverluste: Durch den ohmschen Widerstand generierte Verluste in den stromdurchflossenen Kupferwicklungen.

Hystereseverluste: Der drehende Pergamentmagnet im Rotor erzeugt ein sich zeitlich änderndes Magnetfeld im Eisenkreis. Die Ummagnetisierung des Eisens erzeugt Verluste.

Wirbelstromverluste: Ein zeitlich änderndes Magnetfeld, wiederum generiert durch den drehenden Rotor, erzeugt in elektrisch leitenden Materialien Wirbelströme. Der ohmsche Widerstand des Materials führt zu ohmschen Verlusten.

Hysterese- und Wirbelstromverluste werden auch als Eisenverluste bezeichnet. Im Motor erwärmen sich aufgrund der Wandlungsverluste folgende Motorkomponenten.

Wicklungen: Die bestromten Wicklungen von Antrieb und Lager erwärmen sich durch die ohmschen Verluste.

Eisenkreis: Der geblechte Eisenkreis erwärmt sich durch die vom wechselnden Magnetfeld verursachten Hysterese- und Wirbelstromverluste.

Motorgehäuse: Das sich zeitlich ändernde Streufeld des Rotors erzeugt Wirbelströme im Motorgehäuse aus Aluminium und diese generieren ohmsche Verluste. Weil diese Verluste nur vom Streufeld des Rotors hervorgerufen werden, sind sie sehr klein und werden hier nicht genauer erläutert.

Rotor: Durch die offenen Nuten des Eisenkreises pulsiert das Feld im aus einem Permanentmagneten bestehenden Rotor und erzeugt Wirbelstromverluste. Da der Rotor vollständig vom schnell fliessenden Pumpmedium umgeben ist, spielen die Verluste im Rotor für die Erwärmung des Motors keine Rolle.

3.1.1 Eisenverluste

Der Scheibenläufermotor ist antriebstechnisch gesehen eine Permanentmagneterregte Synchronmaschine, wo hauptsächlich die Drehung des Rotors für die Magnetfeldänderung im Eisenkreis und damit auch für die Leerlaufverluste verantwortlich ist [Hend94]. Durch drehzahlharmonische Spulenströme induzierte Feldänderungen können deshalb vernachlässigt werden. Drehzahlunharmonische, meist höherfrequente, Feldänderungen, verursacht durch Stromschwankungen aufgrund der Taktung des Umrichters, sind ebenfalls vernachlässigbar, solange der Umrichter mit der Drei-Punkt-Pulsweitenmodulation arbeitet [Zhan95]. Daher hängen die Eisenverluste im magnetgelagerten Scheibenläufermotor einzig von der Drehzahl des Rotors und nicht von der Last ab. Für die Verluste ist die Grundschwingungsfrequenz f_e des Synchronmotors entscheidend:

$$f_e = p_A \frac{\omega_m}{2\pi} \tag{3.1}$$

Die Hystereseverluste entstehen aufgrund der Ummagnetisierung ferromagnetischer Materialien. Die pro Ummagnetisierungszyklus in Wärme umgesetzte Energie ist proportional zur von der Hystereseschleife eingeschlossenen Fläche, siehe Abbildung 3.3.

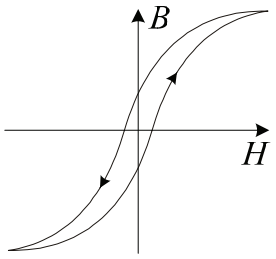


Abbildung 3.3 Hystereseschleife bei der Ummagnetisierung ferromagnetischer Materialien

Der Verlauf der Hystereseschleife ist vom Material sowie von der maximalen Induktion abhängig. Gemäss Steinmetz [Stei91] gilt für die Hystereseverluste P_{Hy} in Eisen bei einem magnetischen Wechselfeld mit einer Amplitude zwischen 0.2 T und 1.5 T ein zur Frequenz proportionales Verhalten:

$$P_{Hy} = c_{Hy} f_e \hat{B}^{1.6} \rho_{Fe} V_{Fe} \tag{3.2}$$

Die Wirbelstromverluste basieren auf der ohmschen Verlustwärme von Wirbelströmen. Diese bilden sich in elektrisch leitenden Materialien aufgrund induzierter Spannungen, welche durch die zeitliche Änderung der magnetischen Induktion entstehen, wie dies in Abbildung 3.4 dargestellt ist.

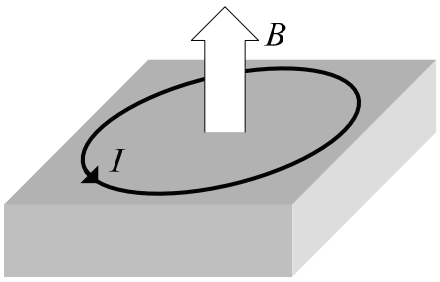


Abbildung 3.4 Durch zeitlich änderndes Magnetfeld erzeugte Wirbelströme in elektrisch leitendem Material

Um die Wirbelstromverluste klein zu halten, werden Eisenkreise meist nicht massiv gebaut, sondern aus dünnen untereinander isolierten Blechen. die Ausrichtung der Blechpakete wird so gewählt, dass sie in Richtung der magnetischen Feldlinien verlaufen. Die Wirbelstromverluste sind nach [Heck75] proportional zum Quadrat der Frequenz und zum Quadrat der magnetischen Induktion:

$$P_{Ws} = c_{Ws} f_e^2 \hat{B}^2 d_{Fe}^2 \rho_{Fe} V_{Fe} \tag{3.3}$$

Die Materialkonstante c_{Ws} wird massgeblich von der elektrischen Leitfähigkeit des Eisens bestimmt und verhält sich umgekehrt proportional zu ihr.

Die Materialkonstanten bestimmen sich aus Angaben in Datenblättern laut [Neff03] für die verwendete Blechsorte M330-35A mit der Dicke von 0.35 mm zu:

$$c_{Hy} = 7.37 \frac{\mathrm{mW}}{\mathrm{T}^{1.6}\ \mathrm{Hz\ kg}} \qquad c_{Ws} = 3390 \frac{\mathrm{m}^2}{\Omega\ \mathrm{kg}} \tag{3.4}$$

Um die Hysterese- und Wirbelstromverluste, also die Eisenverluste, zu berechnen, müssen die Verluste über der Masse des Eisenkreises aufintegriert werden.

$$m_{Fe} = \rho_{Fe} V_{Fe} \tag{3.5}$$

Dazu kann der Eisenkreis in eine Anzahl Teile *i* separiert werden, in denen eine weitgehend homogene Flussdichteverteilung vorherrscht. Die Integration vereinfacht sich zur Summenbildung.

$$P_{Ws} = c_{Ws} f_e^2 d_{Fe}^2 \sum_{j=1}^{i} \hat{B}_j^{\,2} m_{Fe_j} \tag{3.6}$$

$$P_{Hy} = c_{Hy} f_e \sum_{j=1}^{i} \hat{B}_j^{\,1.6} m_{Fe_j} \tag{3.7}$$

Die Eisenverluste erzeugen so ein drehzahlabhängiges aber lastinvariantes Bremsmoment:

$$M_{Fe} = \frac{P_{Ws} + P_{Hy}}{\omega_m} \tag{3.8}$$

Beim Einsatz des Pumpsystems mit hohen Medientemperaturen kann deren Einfluss auf die Verluste nicht vernachlässigt werden. Insbesondere die Feldschwächung des Magneten bei hohen Temperaturen beeinflusst die Eisenverluste.

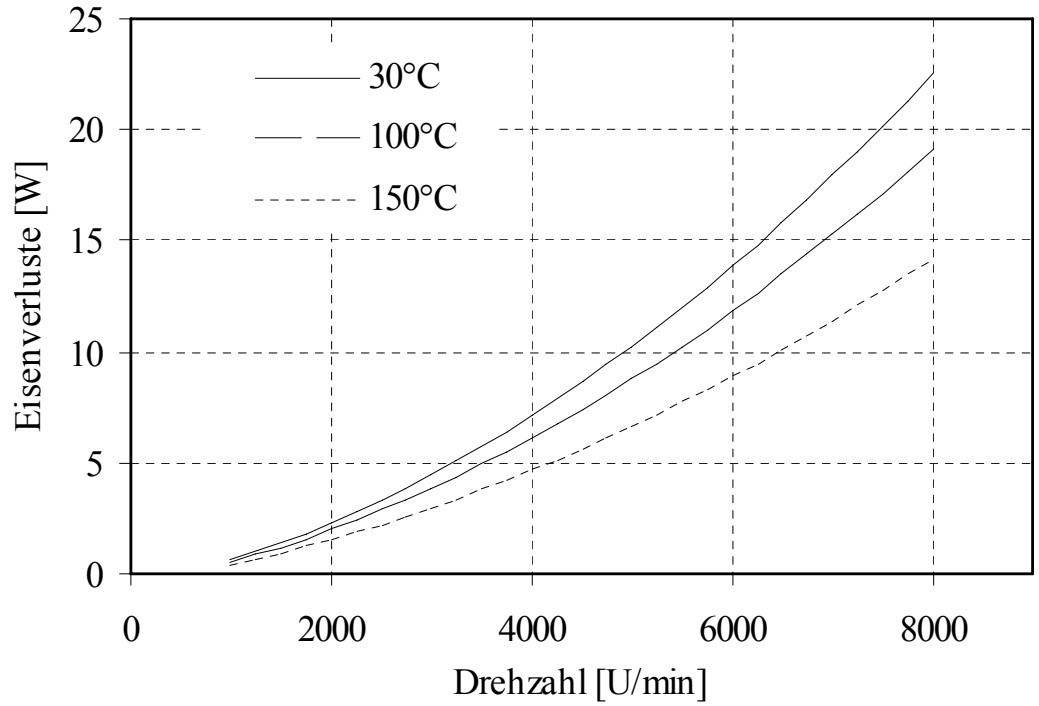


Abbildung 3.5 Eisenverluste in Abhängigkeit der Temperatur des Neodym-Eisen-Bohr Vacodym 633HR Magneten [Vac00], Motortemperatur 30°C

Die Verluste nehmen durch das schwächere B-Feld ab. Abbildung 3.5 zeigt die Leerlaufverluste eines *BSM-3* Motors bei unterschiedlicher Impellertemperatur. Der 150°C heisse Neodymmagnet vermindert die Eisenverluste um bis zu 37%. Abbildung 3.6 zeigt ebenfalls die Eisenverluste, allerdings mit einem Samarium-Kobalt Magneten. Da dieser viel temperaturstabiler ist, im kalten Zustand allerdings eine niedrigere Energiedichte besitzt, reduzieren sich die Verluste nur um 11% bei Maximaldrehzahl. Diese Verluste wurden bei Leerlaufmessungen ermittelt. Das Temperaturverhalten dieser Magnete ist in Kapitel 6.1 beschrieben.

Der mit höherer Temperatur schwächer werdende Magnet verringert zwar die Eisenverluste, erfordert aber für das selbe Motormoment höhere Antriebsströme, dies wird in Kapitel 3.1.2 behandelt.

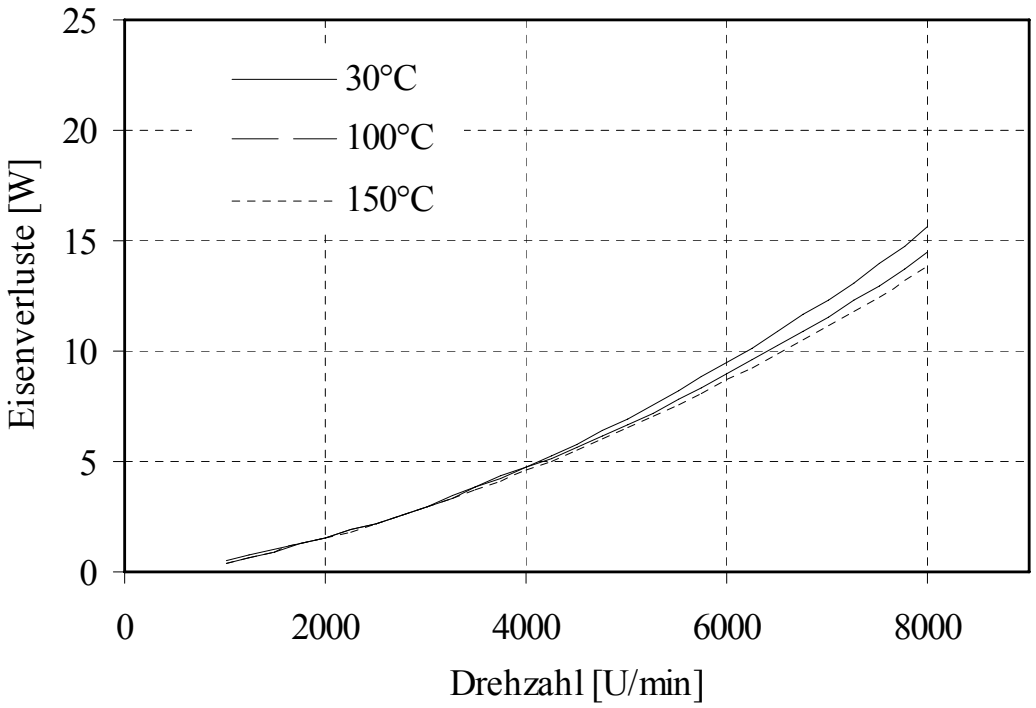


Abbildung 3.6 Eisenverluste in Abhängigkeit der Temperatur des Samarium-Kobalt Vacomax 225HR Magneten [Vac00], Motortemperatur 30°C

Die Motortemperatur selbst hat nur einen minimalen Einfluss auf die Eisenverluste. Erstens schwankt die Motortemperatur durch aktive Kühlung in viel kleinerem Mass als die Magnettemperatur. Zweitens ändert sich die für die Wirbelstromverluste relevante Leitfähigkeit der legierten Bleche nur in

geringem Masse. Dies ist auch gut in der Leerlaufmessung in Abbildung 3.7 mit kaltem Magnet und verschieden heissem Eisenkreis ersichtlich. Bei einer Temperaturerhöhung um 50°C des aus Elektroblech V330-35A gefertigten Eisenkreises sinken die Eisenverluste nur um 3%.

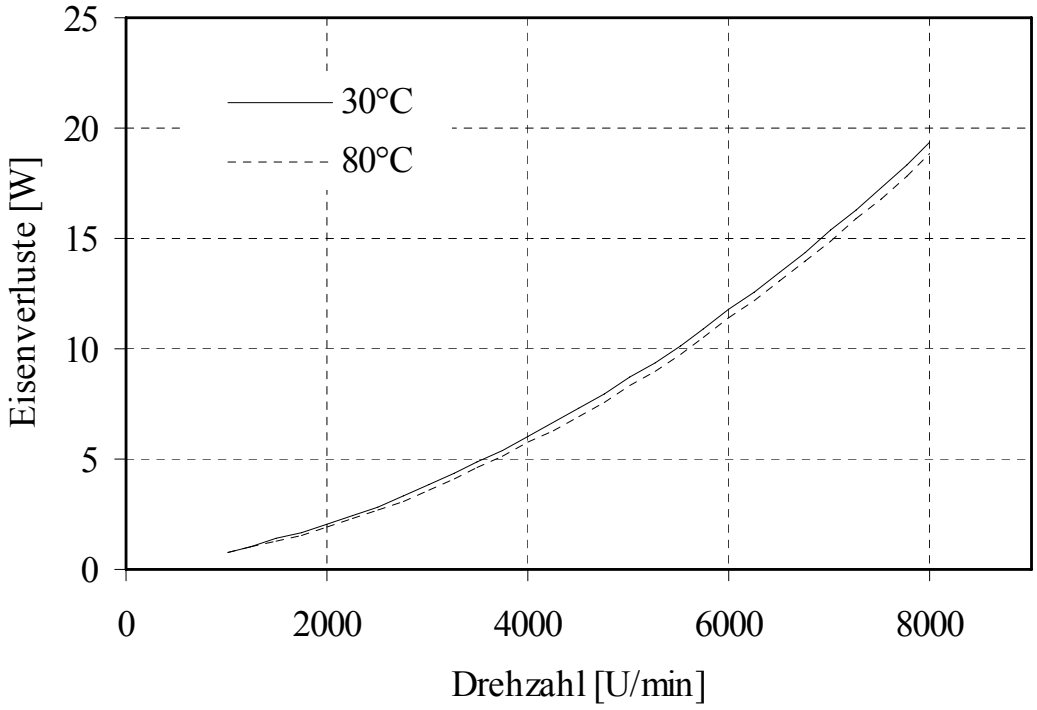


Abbildung 3.7 Eisenverluste in Abhängigkeit der Temperatur des Eisenkreises. Temperatur des Neodym 633HR Magneten konstant 30°C

3.1.2 Kupferverluste

Kupferverluste treten im lagerlosen Scheibenläufermotor nicht nur in den Antriebswicklungen, wie bei einer Synchronmaschine, sondern auch in den Wicklungen des Lagers auf. Für die Verluste ist der ohmsche Widerstand R_S der Wicklungen entscheidend. Er bestimmt sich aus der Wicklungsgeometrie (Windungszahl w, mittlerer Windungslänge l_w, Füllfaktor f, Wicklungsquerschnitt A) und dem temperaturabhängigen spezifischen Widerstand des Kupfers.

$$R_S = \frac{\rho_{Cu}\left(1+\alpha_{Cu}\,\Delta\vartheta\right) l_W w^2}{A_W\, f} \tag{3.9}$$

Kupferverluste im Antrieb

In den zwei Antriebsphasen fliessen drehzahlsynchrone sinusförmige Ströme. Die Kupferverluste in den Wicklungen berechnen sich aus den Phasenströmen und den Phasenwiderständen:

$$P_{Cu_A} = \frac{1}{2} m_A \hat{I}_{S_A}^2 R_{S_A} = m_A I_{S_A eff}^2 R_{S_A} \tag{3.10}$$

Die Antriebsströme erzeugen ein Drehmoment am Rotor, das nach [Neff03] proportional zur magnetischen Flussdiche B_{PM} im Luftspalt ist:

$$M = k_m \hat{I}_{S_A} \hat{B}_{PM} \tag{3.11}$$

Der permanentmagnetisch erzeugte Fluss im Luftspalt nimmt mit zunehmender Temperatur des Magneten durch Feldschwächung ab. Daher ist die Drehmomentkonstante dieser Synchronmaschine temperaturabhängig. Abbildung 3.8 zeigt das Anlaufmoment in Abhängigkeit des Antriebsstromes und der Magnettemperatur. Um das gleiche Drehmoment zu erzeugen sind also bei einem heissen Magnet höhere Antriebsströme nötig, die unweigerlich die Kupferverluste ansteigen lassen.

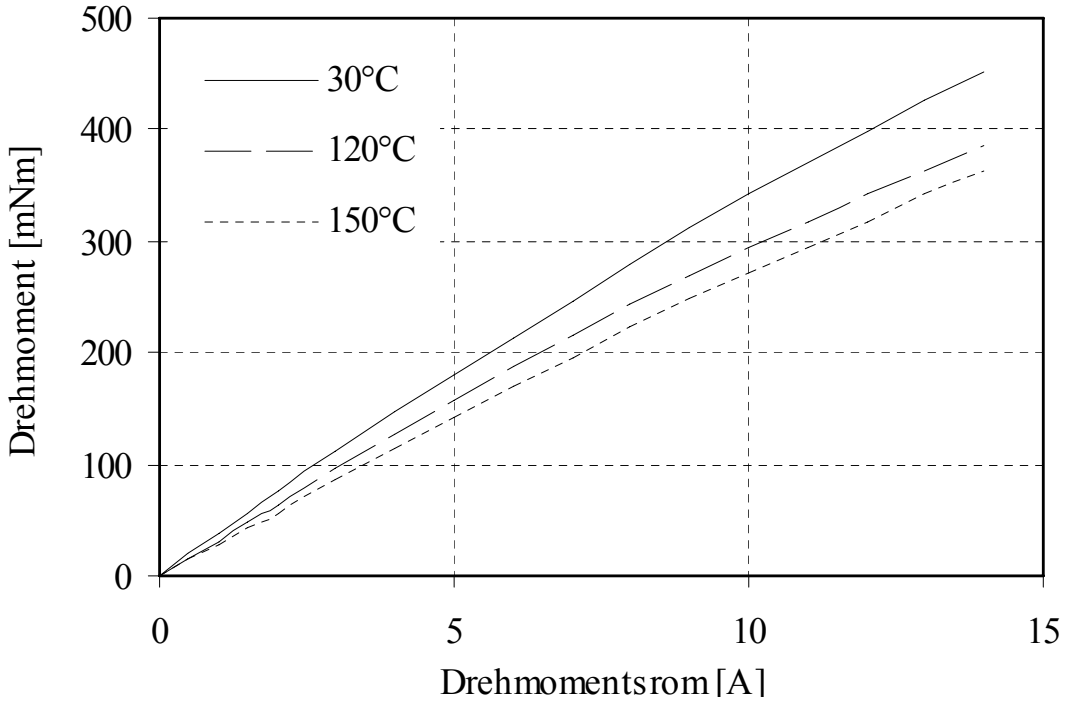


Abbildung 3.8 Anlaufmoment zu Antriebsstrom in Abhängigkeit der Temperatur des Neodym 633HR Magneten

Kupferverluste im Lager

Die Kupferverluste in den zwei Lagerphasen berechnen sich über die jeweiligen Phasenströme und den Spulenwiderstand:

$$P_{Cu_L} = m_{_L} R_{S_L} I_{S_L}^2 \tag{3.12}$$

Die aufgenommene elektrische Leistung des Magnetlagers wird nur für die Deckung der ohmschen Verluste in den Wicklungen benötigt. Der Rotor wird durch das Tragsystem mit Hilfe des Lagerreglers an Ort und Stelle gehalten. Er führt dabei nur minimale Bewegungen aus und leistet daher auch kaum, im Idealfall keine, mechanische Arbeit.

Auf den Rotor wirken während des Pumpens statische hydraulische Kräfte, die aufgrund der Asymmetrie des Pumpenkopfes entstehen. Der Rotor selbst weist kleine Unwuchten auf, die durch das Lager korrigiert werden müssen. Sie entstehen durch die Nichtübereinstimmung des geometrischen und magnetischen Mittelpunktes und durch Materialasymmetrien des weichen Fluorkunststoffes. Diese Vielzahl auf den Rotor wirkender Störkräfte, die vom Rotor selbst und stark vom aktuellen Betriebspunkt abhängen, macht eine Voraussage der Lagerströme schwierig. Bei normalen Betriebszuständen, das heisst ohne sehr hohe Drehzahlen und grosse Fluidströme in nicht hochviskosen Flüssigkeiten, bewegen sich die Lagerströme nahezu immer im selben Bereich und können deshalb für diesen Fall als konstant angenommen werden.

3.1.3 Diskussion

Die elektrischen Verluste in der Pumpe unterliegen alle einer gewissen Temperaturabhängigkeit. Eisenverluste, das sind Wirbelstrom- und Hystereseverluste, nehmen bei hohen Flüssigkeitstemperaturen durch den schwächer werdenden Magneten ab. Dieser Effekt wird bei hohen Drehzahlen umso deutlicher. Andererseits verändert sich die Drehmomentkonstante durch die abnehmende Magnetisierung des Rotors und für das gleiche mechanische Drehmoment müssen höhere Antriebsströme aufgewendet werden. Dies wirkt sich besonders bei grossen Flüssigkeitsströmen und entsprechend hohem Drehmoment aus. Aus diesem Grund verschiebt sich der ideale Betriebspunkt der Pumpe bei heisser Flüssigkeit eher zu höheren Drehzahlen mit kleinerer Last. In Abbildung 3.9 ist die antriebsseitige Leistungs-

aufnahme für verschiedene hydraulische Lasten mit kalter und heisser Flüssigkeit dargestellt. Deutlich zu erkennen ist der erhöhte Leistungsbedarf beim Betrieb mit hohen Durchflüssen und heissem Magnet.

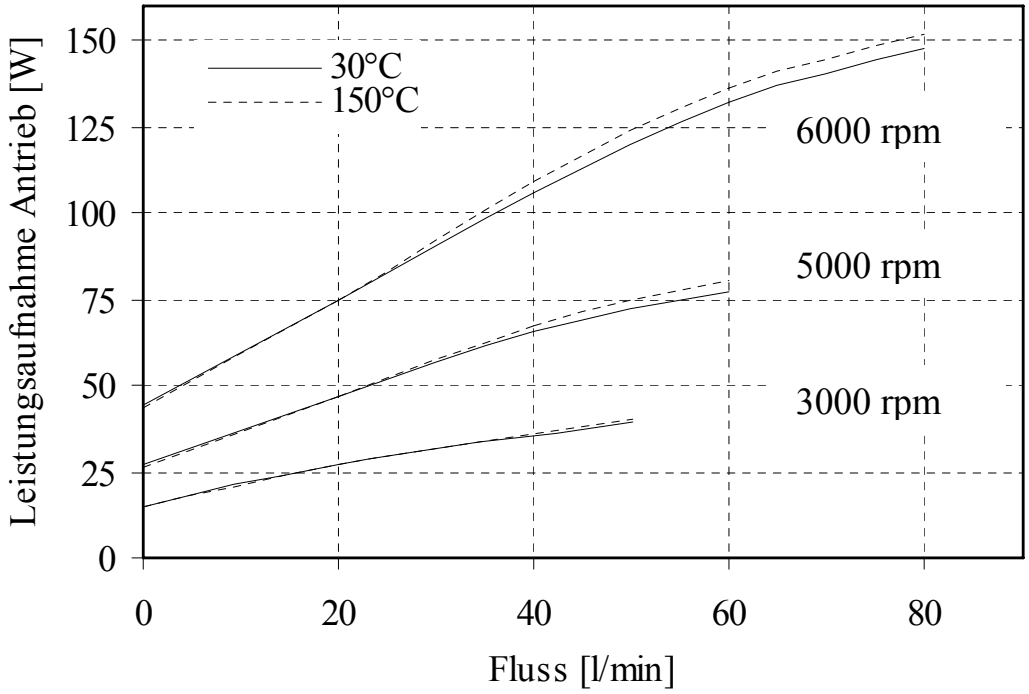


Abbildung 3.9 Leistungsaufnahme des Antriebs bei variierender hydraulischer Last mit heissem und kaltem Neodym 633HR Magneten.

3.2 Wärmetransport

Die entstehenden Wandlungsverluste und die durch das Prozessmedium zugeführte Wärmeleistung muss der Motor, um einer Überhitzung vorzubeugen, abführen können.

Es gibt drei elementare Mechanismen des Wärmetransports. Alle Mechanismen können gleichzeitig erfolgen.

Wärmeleitung ist der Wärmetransfer von einem Teil eines Körpers zu einem anderen Teil desselben Körpers oder zwischen zwei in physikalischem Kontakt stehenden Körpern. Dies ist ein molekularer Vorgang.

Wärmeströmung beschreibt den Wärmetransfer von einem Punkt zu einem anderen innerhalb einer Flüssigkeit oder eines Gases. Bei natürlicher Konvektion wird die Bewegung der Flüssigkeit oder des Gases alleine durch dessen unterschiedliche Dichte aufgrund unterschiedlicher Temperaturen hervorgerufen. Bei erzwungener Konvektion wird das Medium mit Hilfe mechanischer Mittel in Bewegung gesetzt.

Strahlung gibt den Wärmetransfer von einem Körper zu einem anderen Körper an, die untereinander nicht in physikalischem Kontakt stehen, durch Emission und Absorption elektromagnetischer Wellen.

3.2.1 Wärmetransport durch Wärmeleitung

Bei der Wärmeleitung wird Wärmeenergie innerhalb eines Körpers weitergeleitet. An Stellen höherer Temperatur innerhalb eines Festkörpers sind die Amplituden der Gitterschwingungen grösser und übertragen sich auf die Nachbargebiete mit geringerer Temperatur. Dies führt zu einem Abbau der die Leitung verursachenden Temperaturdifferenz, sofern diese nicht durch Wärmezufuhr an der wärmeren Stelle und Wärmeabfuhr an der kälteren Stelle aufrechterhalten wird. Die Leitung wird als stationär bezeichnet, wenn die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta$ konstant ist. Andernfalls handelt es sich um eine instationäre Leitung.

Wärmeleitungsvorgänge werden durch die Wärmeleitungsgleichung von Fourier beschrieben [Gott54]:

$$\frac{dQ}{dt} = -\lambda A \frac{d\vartheta}{dx} \tag{3.13}$$

Der Quotient *dQ/dt* wird als Wärmestrom bezeichnet, *A* ist die Fläche, welche rechtwinklig zur Richtung des Wärmestromes steht und $d\vartheta/dx$ ist die Temperaturänderung über die Distanz in Richtung des Wärmestromes, auch bezeichnet als Temperaturgradient. Der Faktor λ bezeichnet die Wärmeleitfähigkeit des Materials. Für komplexe Materialstrukturen kann die Wärmeleitungsgleichung von Fourier nur mit Hilfe von numerischen Methoden gelöst werden. Für einfache Materialgeometrien bei stationären Zuständen kann die Wärmeleitung durch eine Materialschicht folgendermassen bestimmt werden:

$$\dot{Q} = -\lambda A \frac{\Delta\vartheta}{l} \tag{3.14}$$

Speziell für die ebene Wand mit *n* Schichten wie in Abbildung 3.10 gilt:

$$\dot{Q} = -\frac{A\left(\vartheta_1 - \vartheta_{n+1}\right)}{\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \ldots + \frac{s_n}{\lambda_n}} \tag{3.15}$$

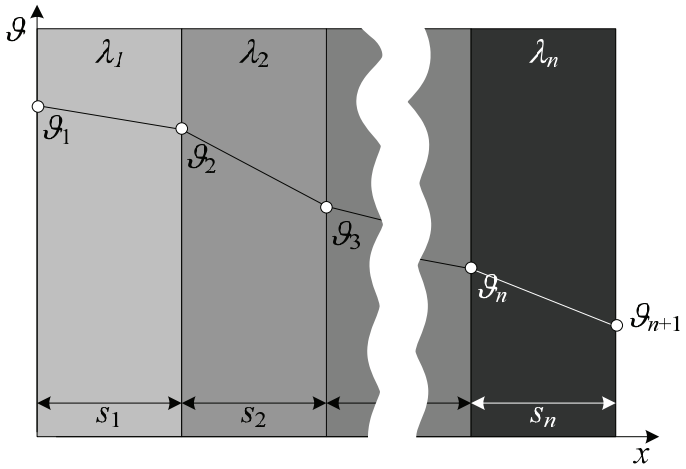


Abbildung 3.10 Temperaturverlauf in ebener Wand mit *n* Schichten

Bei der Wärmeleitfähigkeit eines Materials muss berücksichtigt werden, dass dieser Faktor selbst temperaturabhängig sein kann und einige Materialen anisotropes Verhalten zeigen, das heisst, die Wärmeleitfähigkeit ist rich-

tungsabhängig. In Tabelle 3.1 ist die Wärmeleitfähigkeit einiger pumpentechnisch relevanter Materialien aufgeführt. Wegen ihrer chemischen Beständigkeit oft eingesetzten Fluorkunststoffe weisen alle eher eine schlechte Wärmeleitfähigkeit von etwa λ=0.2 W/mK auf.

Material	**λ [W/mK]**
ABS (Acrylnitril/Butadien/Styrol)	0.17
Aflon	0.24
Aluminium	220
Edelstahl V2A	15
Eisen rein	80
Eisen geblecht	50
Halar ECTFE	0.13
Kupfer	385
Luft unbewegt	0.026
PC (Polycarbonat)	0.21
PCB (10% CU, 90% FR4)	30
PEEK (Polyetheretherketon)	0.25
PFA (Perfluoralkoxy-Copolymer)	0.22
POM-C (Polyoxymethylen Copolymer)	0.31
PP-H (Polypropylen Homopolymer)	0.22
PS (Polystyrol)	0.17
PTFE (Polytetrafluorethylen)	0.24
PVC-U (Polyvinylchlorid)	0.15
PVDF (Polyvinylidenfluorid)	0.19
Epoxid-Vergussmasse, Durolaminat Typ EIP5238	1.0

Tabelle 3.1 Wärmeleitfähigkeit einiger Materialien bei 20°C, Quellen: [Vdiw77] und [Kern06]

3.2.2 Wärmetransport durch Strömung und Konvektion

Die Konvektion ist ein Transport von Wärmeenergie, gebunden an die Strömung eines Mediums. Dabei kann die Strömung von äusseren Kräften erzwungen sein. Bei der freien Konvektion stellt sich eine Strömung als Folge von Dichteunterschieden ein.

Stehen flüssige oder gasförmige Medien mit festen Körpern in Kontakt findet an der Grenzfläche zwischen Körper und umgebendem Medium ein Wärmeaustausch statt, dies wird als Wärmeübergang bezeichnet. An der Übergangsstelle zwischen Fluid und Festkörper bildet sich im Fluid eine Grenzschicht in der sich ein Temperatursprung, wie in Abbildung 3.11 gezeigt, einstellt.

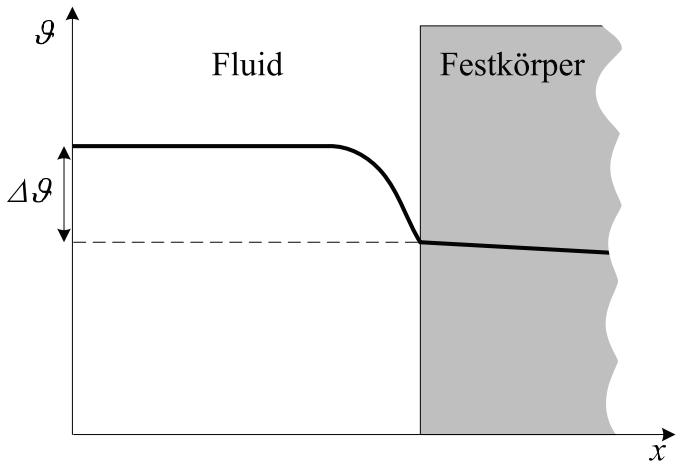


Abbildung 3.11 Wärmeübergang zwischen Fluid und Festkörper

Die Wärmeleistung, die durch die Grenzfläche A tritt bestimmt sich zu:

$$\dot{Q} = -\alpha A \Delta \vartheta \tag{3.16}$$

Die Zahlenwerte für den Wärmeübergangskoeffizienten α hängen vom Medium und seiner Bewegung und von der Oberflächenbeschaffenheit des festen Körpers ab, nicht von dessen Material.

Natürliche Konvektion

Natürliche Konvektion tritt ein, wenn eine feste Oberfläche mit einem Gas (oder einer Flüssigkeit) unterschiedlicher Temperatur in Kontakt steht. Dichteunterschiede im Gas bewirken eine Volumenkraft, welche das Gas in Bewegung setzt. Theoretische Untersuchungen natürlicher Konvektion erfordern das gleichzeitige Lösen der gekoppelten Gleichungen der Bewegung und der Energie. Details theoretischer Studien sind in [Brow58] oder [Jako49] erhältlich und können erfolgreich auf den einfachen Fall einer vertikalen Platte angewandt werden. Lösungen der Bewegungs- und Energiegleichungen ergeben Temperatur- und Geschwindigkeitsfelder, von denen die Wärmeübergangskoeffizienten abgeleitet werden können. Die für den allgemeinen Fall erhaltene Gleichung ist die Nusselt-Gleichung [Perr97].

$$Nu = a\left(Gr\ Pr\right)^m \tag{3.17}$$

Mit der Nusselt-Zahl,

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} \tag{3.18}$$

der Grashof-Zahl

$$Gr = \frac{L^3\ \rho^2\ g\ \beta\ \Delta\vartheta}{\eta^2} \tag{3.19}$$

und der das Fluid beschreibenden Prandtl-Zahl.

$$Pr = \frac{c\eta}{\lambda} \tag{3.20}$$

Das Produkt aus Prandtl und Grashof-Zahl wird auch als Rayleigh-Zahl bezeichnet:

$$Ra = Gr\ Pr \tag{3.21}$$

Der Wärmeübergangskoeffizient α kann nun für verschiedene Geometrien aus der Nusselt-Gleichung bestimmt werden. Für einen von Luft umströmten liegenden Zylinder, wie es ein Motorgehäuse einer lagerlosen Pumpe

darstellt, bestimmen sich die Faktoren a und m nach [Perr97] zu: $a = 0.53$ und $m = 0.25$, wobei für die Länge L der Durchmesser D des Zylinders eingesetzt wird.

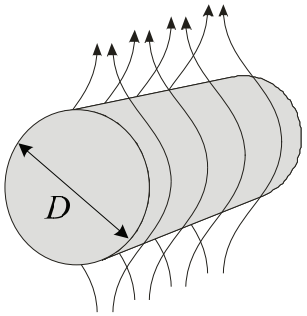


Abbildung 3.12 Natürliche Konvektion um einen liegenden Zylinder

So nimmt der Wärmeüberganskoeffizient α für ein liegendes Motorgehäuse wie in Abbildung 3.12 gezeigt bei natürlicher Konvektion in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz zwischen Gehäuse und Umgebung die in Abbildung 3.13 dargestellten Werten an.

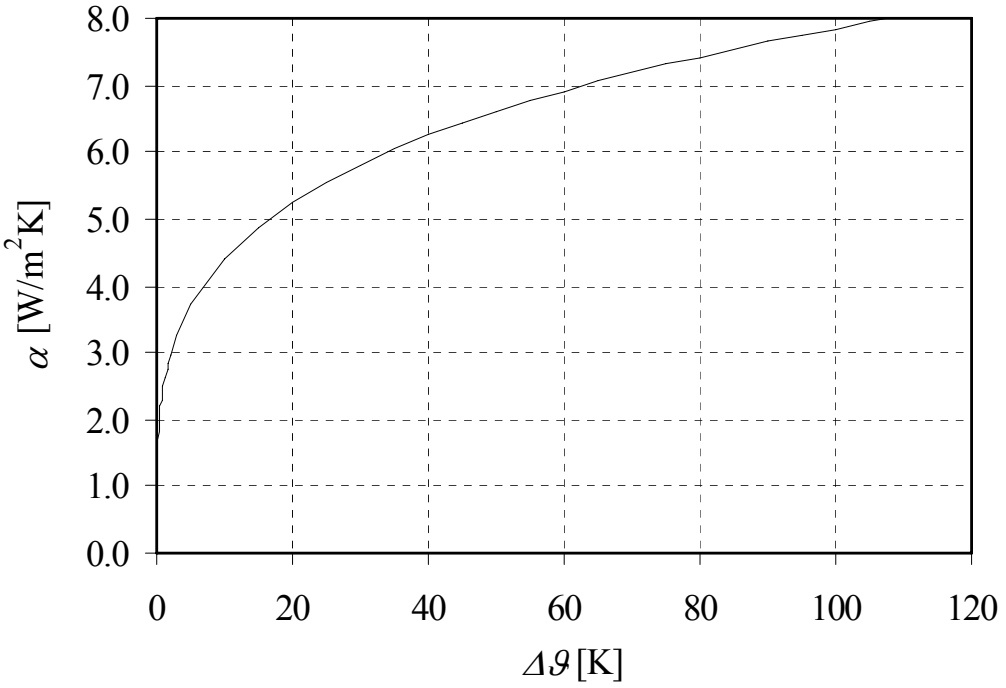


Abbildung 3.13 Wärmeübergangskoeffizient eines liegenden Zylinders mit einem Durchmesser von 120 mm über der Temperaturdifferenz zwischen Umgebungsluft und Zylinder

Forcierte Konvektion

Bei forcierter Konvektion wird die Luft mit mechanischen Mitteln mit höherer Strömungsgeschwindigkeit am zu kühlenden Objekt vorbeigeführt. Die Luft wird mit Hilfe eines Ventilators beschleunigt oder wird mit hohem Druck einer Druckluftversorgung entnommen und zu den Kühlflächen geführt. Die höhere Strömungsgeschwindigkeit im Vergleich zu natürlicher Konvektion erhöht den Wärmeübergangskoeffizienten und erlaubt damit eine hohe Effizienz der Kühlung bei kleinem Raumbedarf.

Die nachfolgenden Berechnungen gelten für eine längsangeströmte dünne Platte. Ein zylindrisches Motorgehäuse lässt sich als zusammengebogene dünne Platte behandeln. Die Strömung wird je nach Geschwindigkeit und Plattengeometrie laminar oder turbulent ausfallen. Bestimmend dafür, ob sich die Strömung laminar oder turbulent ausbildet, ist die Grösse der Reynolds-Zahl. Sie bestimmt sich aus der Strömungsgeschwindigkeit u, der Plattenlänge L und der kinematischen Viskosität der Luft υ:

$$Re = \frac{u\,L}{\nu} \tag{3.22}$$

Die kritische Reynolds-Zahl für diesen Fall lautet nach [Kalb05]:

$$3.2 \cdot 10^5 < Re_k < 3 \cdot 10^6 \tag{3.23}$$

Liegt die Reynolds-Zahl unterhalb der kritischen Grenze verläuft die Strömung laminar, oberhalb bildet sie sich turbulent aus. Liegt die Reynoldszahl im Zwischenbereich ist die Strömungsart von der Quelle der forcierten Kühlung abhängig.

Aus der mittleren Nusselt-Zahl kann der Wärmeübergangskoeffizient α iterativ abgeleitet werden:

$$Nu = \frac{\alpha\,L}{\lambda} \tag{3.24}$$

Die mittlere Nusselt-Zahl für den laminaren Strömungsfall an der ebenen Platte lautet:

$$Nu_{la\,\min ar} = 0.664\,Re^{\frac{1}{2}}\,Pr^{\frac{1}{3}}\,f(Pr) \tag{3.25}$$

und für turbulente Strömung [Kalb05]:

$$Nu_{turbulent} = 0.37\left(R.e^{0.8} - 23100\right) Pr^{\frac{1}{3}}. \tag{3.26}$$

Wärmeübertragung bei Strömung in Rohren

Um grosse Wärmemengen bei kleinem Raumbedarf abzuführen, eignen sich Wasserkühlungen besonders gut. Dabei strömt das Wasser durch ein System von Rohren, die zum Beispiel in ein Motorgehäuse eingearbeitet sind. Die Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Rohrwand und Wasser liegen sehr hoch. Für deren Berechnung muss zuerst überprüft werden, ob die Strömung laminarer oder turbulenter Art ist. Hierzu wird nach [Kalb05] die Reynoldszahl berechnet, mit der mittleren Strömungsgeschwindigkeit u, der kinematischen Viskosität υ und der Rohrdurchmesser D:

$$Re = \frac{u\,D}{\nu} \tag{3.27}$$

Die kritische Reynoldszahl liegt bei:

$$2300 \le Re_k \le 10^4 \tag{3.28}$$

Unterhalb von $Re_k = 2300$ ist die Rohrströmung stets laminar, oberhalb dieser Grenze wird sie als turbulent bezeichnet. Mit Sicherheit liegt turbulente Strömung erst bei $Re > 10^4$ vor. Im Übergangsbereich beeinflusst die genaue Geometrie von Rohr und Rohreinlauf die Strömungsform. Für genaue Berechnungen in diesem Bereich wird auf [Vdiw77] verwiesen.

Der mittlere Wärmeübergangskoeffizient α über der Rohrlänge l ist definiert durch:

$$\dot{Q} = -\alpha\, A\, \Delta\vartheta_{\ln} \tag{3.29}$$

Mit der logarithmischen Temperaturdifferenz aus der Einlass-, Auslass- und Wandtemperatur:

$$\Delta\vartheta_{\ln} = \frac{\vartheta_A - \vartheta_E}{\ln \dfrac{\vartheta_W - \vartheta_E}{\vartheta_W - \vartheta_A}} \tag{3.30}$$

Für die Berechnung der Stoffwerte des Kühlmediums, vorzugsweise Wasser, wird stets mit der Bezugstemperatur gerechnet:

$$\vartheta_{bez} = \frac{\vartheta_E + \vartheta_A}{2} \tag{3.31}$$

Die nachfolgenden Berechnungen der Nusselt-Zahl nach [Kalb05] benötigen einen Korrekturfaktor in Abhängigkeit der Richtung des Wärmestromes, er bestimmt sich aus den Prandtl-Zahlen bei Bezugstemperatur und der Wandtemperatur:

$$K_{Pr} = \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.11} \tag{3.32}$$

Die Nusselt-Zahl beim thermischen Anlauf bei hydrodynamisch ausgebildeter <u>laminarer</u> Rohrströmung für Gase und Flüssigkeiten mit konstanter Wandtemperatur lautet:

$$Nu_{la\,\min ar} = \left[3.65 + \frac{0.19 \left(Re\,Pr\,\dfrac{D}{L} \right)^{0.8}}{1 + 0.117 \left(Re\,Pr\,\dfrac{D}{L} \right)^{0.467}} \right] K_{\Pr} \tag{3.33}$$

Die Nusselt-Zahl beim thermischen Anlauf bei hydrodynamisch ausgebildeter <u>turbulenter</u> Rohrströmung mit konstanter Wandtemperatur ist gegeben durch:

$$Nu_{turbulent} = \frac{\dfrac{\xi}{8} \left(Re - 1000 \right) Pr}{1 + 12.7 \sqrt{\dfrac{\xi}{8}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} K_L\, K_{Pr} \tag{3.34}$$

Mit dem Reibungsbeiwert

$$\xi = (0.790\, \ln Re - 1.64)^{-2} \tag{3.35}$$

und dem Korrekturfaktor für hydraulischen und thermischen Einlauf bei Rohrlänge L:

$$K_L = 1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{\frac{2}{3}} \tag{3.36}$$

Über den Zusammenhang zwischen der Nusselt-Zahl und den Rohr- und Stoffeigenschaften kann der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Rohrwand und Wasser iterativ bestimmt werden:

$$Nu = \frac{\alpha D}{\lambda} \tag{3.37}$$

Kühlrippen

Kühlrippen haben den Zweck die aktive Oberfläche zwischen Festkörper und Luft zu vergrössern ohne die Baugrösse massiv zu erhöhen. Damit wird ein besserer Wärmeübergang zwischen dem heissen Körper und der kalten Kühlluft erreicht und so die Temperatur der Körpers gesenkt. Die Effizienz von Kühlrippen hängt entscheidend von deren Geometrie ab.

Bei der Konvektion bleiben durch Adhäsionskräfte Luftmoleküle an der Kühlkörperoberfläche haften und bilden eine Grenzschicht. Durch die Stärke der Konvektion kann diese Grenzschicht beeinflusst werden. Sind bei einem Kühlkörper die Rippenabstände zu gering und die Auftriebskräfte reichen nicht aus, um diese Grenzschicht zu überwinden, so "klebt" die Luft zwischen den Rippen und diese Oberflächen tragen nicht mehr zur Wärmeabgabe bei. Der Kühlkörper verhält sich für die Konvektion betrachtet nur noch als "Klotz". Ein Kühlkörper kann daher nur für einen ganz bestimmten Verwendungsfall optimiert werden. Ein für Fremdbelüftung ausgelegter Lamellenkühlkörper mit recht geringen Rippenabständen ist für Eigenkonvektion völlig ungeeignet.

Der Rippenabstand eines Kühlkörpers muss so gewählt werden, dass sich die bildenden Grenzschichten an den Rippen nicht oder kaum berühren. Um die thermische Grenzschicht berechnen zu können, ist es erforderlich, die Strömungsgrenzschicht zu kennen. Diese ergibt sich aus dem Verhältnis der

Trägheitskräfte zu den Reibungskräften der Luft, ausgedrückt durch die Reynoldszahl [Adam02]:

$$Re = \frac{u\, D_H}{\nu} \tag{3.38}$$

Wobei D_H die kennzeichnende Abmessung des Kühlkörpers ist. Aufgrund des kleinen Rippenabstandes eines Kühlkörpers, in der Regel kleiner als die doppelte Grenzschichtdicke, ist nicht die Kühlkörperlänge entscheidend, sondern der hydraulische Durchmesser. Er berechnet sich aus der durchströmten Querschnittsfläche und dem benetzten Umfang:

$$D_H = 4\frac{A_H}{U_H} \tag{3.39}$$

Die thermische Grenzschichtdicke δ bei laminarer Strömung wird aus der Reynolds-Zahl, den Stoffwerten und der Länge *L,* die die von der Luft überströmte Länge berechnet:

$$\delta = \frac{5\, L}{\sqrt{Re}\ \sqrt[3]{Pr}} \tag{3.40}$$

Bei natürlicher Konvektion muss zuerst die Luftgeschwindigkeit mit Hilfe der Grashof-Zahl ermittelt werden, um die Grenzschichtdicke zu bestimmen [Adam02]:

$$\delta = 5.28\frac{L}{\sqrt[4]{Gr}} \tag{3.41}$$

Eine wirksame Rippengeometrie ist gewährleistet, wenn der Rippenabstand mindestens das ein- bis anderthalbfache der Grenzschichtdicke beträgt. Je schneller die Luft an den Rippen vorbeiströmt, desto kleiner wird die Grenzschicht und desto enger kann die Berippung gewählt werden.

Mit thermischen Finite-Elemente-Simulationen können die Fehler bei der Einschätzung der Temperatur- und Strömungsverhältnisse vermieden werden. Zudem differieren die in der Literatur angegebenen Faktoren zur Strömungsberechnung und machen eine genaue Berechnung schwierig.

3.2.3 Wärmetransport durch Wärmestrahlung

Die Oberflächen von strahlungsundurchlässigen Körpern emittieren und absorbieren bei Temperaturen $T \neq 0$ K Energie durch Wärmestrahlung, deren Ausbreitung nicht an ein Trägermedium gebunden ist. Als Folge der Emission und Absorption findet zwischen verschieden temperierten Oberflächen eine durch Strahlung hervorgerufene Wärmeübertragung statt, die thermodynamisch die Bedeutung eines Wärmeflusses hat. Im Temperaturgleichgewicht ist der resultierende Wärmestrom null.

Bei einer vorgegebenen Temperatur strahlt die schwarze Oberfläche den für diese Temperatur charakteristischen Maximalwert der Strahlungsenergie ab. Nichtschwarze Oberflächen emittieren weniger Energie als schwarze Oberflächen. Das Verhältnis der insgesamt von einer realen Fläche abgestrahlten Energie zu derjenigen einer schwarzen Fläche wird als Emissionsgrad ε bezeichnet.

Zur Beschreibung der Wärmestrahlung wird eine Fläche A betrachtet, die auf die Temperatur T aufgeheizt ist. Diese Fläche emittiert Wärmestrahlung unterschiedlicher Wellenlänge und Intensität in den Halbraum über der Fläche.

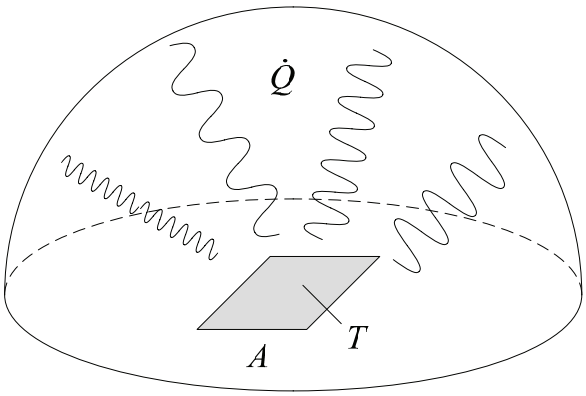


Abbildung 3.14 Wärmestrahlung der Fläche A

Die gesamte Strahlungsleistung $\dot{Q}$, die von der Fläche A bei der Temperatur ϑ emittiert wird, kann mit Hilfe des Strahlungsgesetzes von *Stephan-Boltzmann* berechnet werden [Baeh96], $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8}$ $Wm^{-2}K^{-4}$ repräsentiert die Stephan-Boltzmann-Konstante:

$$\dot{Q} = \varepsilon \sigma A T^4 \tag{3.42}$$

Die Gleichung (3.42) gilt aber nur für den Fall, dass im ganzen Halbraum über der Fläche Vakuum herrscht. Sobald ein anderer Körper ins Spiel kommt, findet ein Strahlungsaustausch zwischen den beiden Flächen statt und es kann nicht nur mit der Strahlungsemission gerechnet werden.

Die auf einen Körper treffende Strahlung wird nur zum Teil absorbiert, der übrige Teil wird bei undurchsichtigen Stoffen reflektiert. Der Absorptionsgrad α ist laut dem Kirchhoffschen Strahlungsgesetz bei einer im Temperaturgleichgewicht mit der Umgebung stehenden Oberfläche gleich dem Emissionsgrad:

$$\alpha(\lambda, T) = \varepsilon(\lambda, T) \tag{3.43}$$

Für graue Oberflächen gilt dieses Gesetz auch ohne vorhandenes Temperaturgleichgewicht, denn ein grauer Strahler weist einen für alle Wellenlängen konstanter Emissions- bzw. Absorptionsgrad auf. Den ideal grauen Strahler gibt es nicht, aber die Vorraussetzung ist bei den meisten Materialien in den engeren Wellenlängenbereichen, die hauptsächlich zum Energietransport beitragen, in guter Näherung erfüllt.

Als Beispiel für einen Strahlungsaustausch zwischen zwei Flächen dient das in Abbildung 3.15 dargestellte konzentrische Rohrsystem:

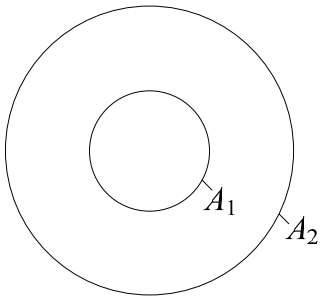


Abbildung 3.15 Innen- und Mantelrohr mit den Oberflächen A_1 und A_2

In diesem System gelten folgende Verhältnisse. Die Fläche A_1 hat eine Temperatur T_1 und einen Emissionsgrad ε_1, die Fläche A_2 hat eine Temperatur T_2 und einen Emissionsgrad ε_2. Die Wärmestrahlung wird nur zwischen den beiden Flächen ausgetauscht, oder aber die Flächen stahlen auf sich selbst, wie bei der nach innen gekrümmten Fläche A_2. Für die Temperaturen

$T_1 > T_2$ ergibt sich zwangsläufig eine Wärmeübertragung vom Innenrohr zum Mantelrohr. Der entstehende Wärmefluss ergibt sich nach [Vdiw77] zu:

$$\dot{Q} = \frac{\sigma A_1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{A_1}{A_2}\left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)} \left(T_1^4 - T_2^4\right) \tag{3.44}$$

Ist die angestrahlte Fläche A_2 viel grösser als A_1 vereinfacht sich Gleichung (3.44) zur folgenden Beziehung:

$$\dot{Q} = \varepsilon_1 \sigma A_1 \left(T_1^4 - T_2^4\right) \tag{3.45}$$

Diese Verhältnisse treten in der Praxis meistens auf, wie zum Beispiel bei einem Motor der von Luft umgeben in einem Raum steht. Dann wird die Temperatur T_2 gleich der Temperatur der Umgebungsluft gesetzt.

Emissionsgrad

Der für eine bestimme Oberfläche gegebene Emissionsgrad gilt nur für ebene oder nach aussen gewölbte Flächen. Weist die Oberfläche Vertiefungen auf wird, der effektive Emissionsgrad ε_{eff} grösser als der Emissionsgrad des Wandmaterials. Bei Kühlkörpern tritt dieser Effekt bei den Vertiefungen (als rechteckige Nut darstellbar) zwischen den Finnen auf. In Abbildung 3.16 ist der effektive Emissionsgrad in Abhängigkeit der Nutform angegeben. Je tiefer die Nut im Verhältnis zu deren Breite ist, desto stärker nähert sich der Emissionsgrad dem eines ideal schwarzen Körpers. Dieser Sachverhalt ist mit Hilfe einer Wärmebildkamera gut zu erkennen.

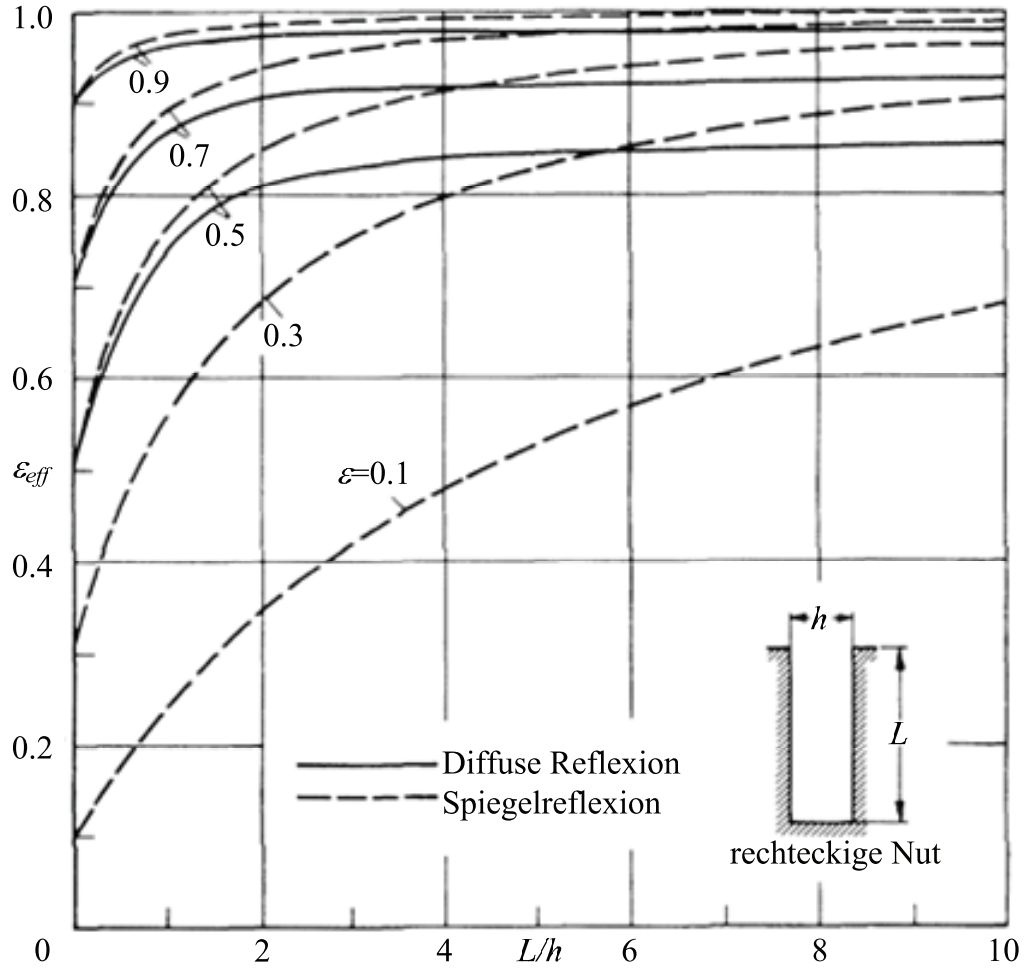


Abbildung 3.16 Effektiver Emissionsgrad für Öffnungen von rechtwinkligen Nuten in Abhängigkeit von L/h und dem Emissionsgrad der Wand nach [Spar66]

Abbildung 3.17 zeigt ein Wärmebild eines Kühlkörpers mit unterschiedlichen Finnenabständen. Die mit der Wärmebildkamera gemessene Temperatur einer Oberfläche ist abhängig vom Emissionsgrad. Flächen mit niedrigem Emissionsgrad erscheinen kalt obwohl alle Oberflächen dieselbe Temperatur haben. An der mit 1 bezeichneten Stelle ist ein Klebeband mit dem bekannten Emissionsgrad von ε=0.95. Da die Temperatur des ganzen Kühlkörpers konstant ist, kann mit Hilfe der Wärmebildtemperaturen der Emissionsgrad des blanken Aluminiums wie an Stelle 2 und der effektive Emissionsgrad der Nut (Stelle 3) berechnet werden.

Die Wärmebildkamera misst die empfangene Strahlungsleistung, diese setzt sich aus den drei folgenden Komponenten zusammen [Flir05].

- Emission direkt vom Objekt
- Emission von am Objekt reflektierten Umgebungsquellen
- Emission von der Atmosphäre

$$\dot{Q}_{tot} = \varepsilon\tau\dot{Q}_{obj} + (1-\varepsilon)\tau\dot{Q}_{refl} + (1-\tau)\dot{Q}_{atm} \tag{3.46}$$

Mit Hilfe des Zusammenhangs zwischen Strahlungsleistung und Temperatur lässt sich nun aus Gleichung (3.46) der unbekannte Emissionsgrad berechnen. Für das Beispiel in Abbildung 3.17 bestimmt sich der Emissionsgrad des blanken Aluminiums zu ε = 0.12, die Nut weist ε_{eff} = 0.48 auf. Das heisst der Emissionsgrad der Nut ist um den Faktor 4 höher als der des blanken Aluminiums. Dies ist dieselbe Emissionsgraderhöhung wie sie Abbildung 3.16 für eine Nut der Form *L/h*=2.9 voraussagt.

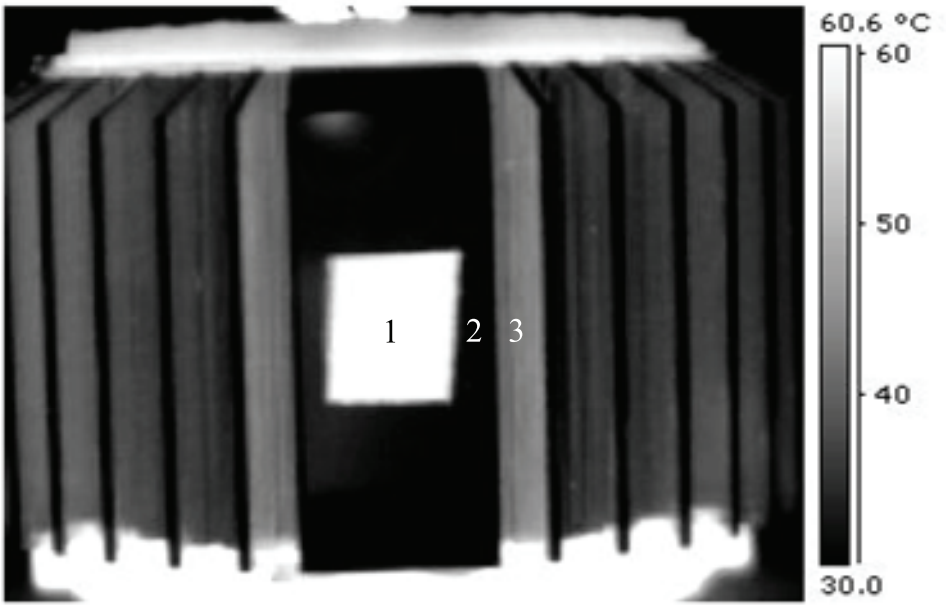


Abbildung 3.17 Wärmebild eines Kühlkörpers zur Demonstration des Einflusses der Nutform auf den Emissionsgrad.

In Tabelle 3.2 sind die Emissionsgrade einiger Materialien im hier betrachteten lagerlosen Pumpsystem wiedergegeben.

Material	ε
Aluminium poliert	0.04-0.06
Aluminium stark oxidiert	0.2-0.3
Aluminium eloxiert stumpf, Farbe unwichtig	0.95
Aluminium Guss sandgestrahlt	0.46
Emaille Lack	0.85-0.95
rostfreier Stahl sandgestrahlt	0.7
rostfreier Stahl poliert	0.3
Kupfer leicht angelaufen	0.04
Kunststoffe, Fluorkunststoffe	0.9-0.95
Wasser	0.96

Tabelle 3.2 Emissionsgrade, Quelle: [Vdiw77]

Bei starker forcierter Luftkühlung ist ein blanker oder chromatierter Kühlkörper zweckmässiger. Ein schwarzer (im Sinne der Abstrahlung) Kühlkörper kann nicht nur besser abstrahlen, sondern auch mehr Strahlungswärme aus seiner Umgebung aufnehmen. Stehen in der Nähe andere Bauteile, die höhere Temperaturen annehmen können als der Kühlkörper und eine grosse strahlende Oberfläche besitzen, so kann sich der Effekt umkehren und der Kühlkörper wird zusätzlich aufgeheizt (Strahlungsaustausch). Ein Kühlkörper mit hohem Emissionsgrad, z. B. eloxiertes Aluminium, ist aus wärmetechnischer Sicht in diesen Situationen sinnvoll:

- natürliche Konvektion und höhere Oberflächentemperaturen,
- keine andere wärmere Strahlungskörper in der Nähe,
- bei höherem thermischen Aussenwiderstand, Isolierung der Eloxalschicht klein im Vergleich zur Strahlungskomponente

3.3 Thermisches Modell des Scheibenläufermotors

3.3.1 Mathematische Beschreibung der Wärmeübertragung durch thermisch-elektrische Analogien

Für einfacheres Simulieren des thermischen Verhaltens können thermische Probleme in elektrische übersetzt werden. Um Analogien zwischen thermischen und elektrischen Systemen herleiten zu können, müssen dimensionsbehaftete Massstabsfaktoren eingeführt werden, mit denen die Zustandsgrössen dieser Systeme ineinander überführt werden können. Grundlage für dieses Vorgehen stellt die formale Gleichheit des elektrischen und thermischen Potentialfeldes dar und daher auch die Gleichheit der elektrischen und thermischen Flächenstromdichten [Wutz91].

Elektrische Flächenstromdichte:

$$\vec{J} = -\kappa \, grad \, U \tag{3.47}$$

Thermische Flächenstromdichte:

$$\vec{q} = -\lambda \, grad \, \vartheta \tag{3.48}$$

Die Integration über die betrachtete Fläche liefert den elektrischen Strom, respektive den thermischen Wärmestrom:

$$I = \int \vec{J} \, d\vec{A} \quad \text{bzw.} \quad \dot{Q} = \int \vec{q} \, d\vec{A} \tag{3.49}$$

Die Zustandsgrössen eines elektrischen Systems sind Spannung und Strom. Im thermischen System sind Temperatur und Wärmestrom die entsprechenden Zustandsgrössen. Um sie ineinander überführen zu können, sind folgende Massstabsfaktoren definiert:

$$u = K_1 \cdot \vartheta_{ij} \quad \text{und} \quad i = K_2 \cdot \dot{Q} \tag{3.50}$$

So ist es möglich thermische Probleme mit den Methoden elektrischer Netzwerke zu lösen. In Abbildung 3.18 sind diese Analogien zwischen Thermik und Elektrik dargestellt.

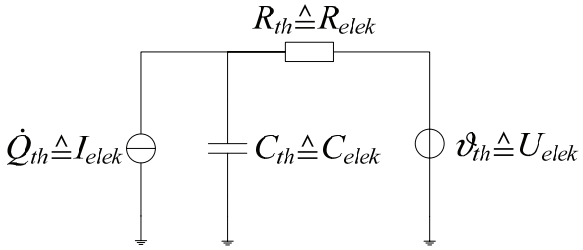


Abbildung 3.18 Analogien zwischen elektrischen und thermischen Systemen

Entsprechend dem ohmschen Gesetz ergibt sich in der Wärmelehre die folgende Gleichung:

$$\dot{Q} = \frac{\vartheta_i - \vartheta_j}{R_{ij}} = \frac{\vartheta_{ij}}{R_{ij}} \tag{3.51}$$

Der thermische Widerstand R_{ij} wird für jede der drei elementaren Arten des Wärmetransfers eigens definiert. Für die Wärmeleitung innerhalb fester Materialien bestimmt sich der Widerstand aus der spezifischen Wärmeleitfähigkeit λ und den geometrischen Verhältnissen zu:

$$R_\lambda = \frac{l}{\lambda A} \tag{3.52}$$

Die Übergangswiderstände bei Wärmetransfer via Konvektion oder Strahlung setzten sich aus dem Wärmeübergangskoeffizienten α und der am Wärmeaustausch beteiligten Fläche zusammen:

$$R_{\alpha_K} = \frac{1}{\alpha_K A} \tag{3.53}$$

$$R_{\alpha_S} = \frac{1}{\alpha_S A} \tag{3.54}$$

Speziell zu beachten ist, dass diese Wärmeübergangskoeffizienten selbst temperaturabhängig sind. Der Koeffizient der Konvektion α_K wird durch die Geometrie des Körpers und durch die sich mit der Temperatur ändernden Strömungsgeschwindigkeit des Fluids bestimmt. Der Koeffizient α_S der Wärmestrahlung ist stark von der Temperatur abhängig und ist für eine ebene Fläche im freien Raum folgendermassen definiert:

$$\alpha_S = \varepsilon\sigma\left(\frac{T_1^4 - T_2^4}{T_1 - T_2}\right) \tag{3.55}$$

Mit dieser Abbildung thermischer Probleme in diskrete elektrische Netze lassen sich Modelle bilden, die sich in gewohnter Weise lösen lassen.

3.3.2 Geometriebasiertes Widerstandsmodell

Dieses thermische Modell eines lagerlosen Scheibenläufermotors basiert auf den im vorhergehenden Kapitel beschriebenen Analogien zwischen Elektrotechnik und Thermik.

In Abbildung 3.19 ist ein Schnittbild einer lagerlosen Pumpe von *Levitronix* dargestellt. Im Innern des aus Aluminium gefertigten Motorgehäuses befinden sich der Eisenkreis, die Antriebs- und Lagerspulen. Zur mechanischen Stabilisierung werden alle Zwischenräume im Motor mit einem Epoxydharz vergossen. Dies bietet darüber hinaus den Vorteil einer verbesserten Wärmeübertragung zwischen den Motorkomponenten und verhindert sicher das Eintreten eventuell aggressiver Gasgemische.

Bei der oben am Motor angeordneten Kreiselpumpe, aufgebaut aus Pumpenkopf und Rotor, sind alle flüssigkeitsberührenden Komponenten aus Fluorkunststoffen gefertigt. Direkt unterhalb des Pumpenkopfes misst die Sensorik die Position und Winkellage des Rotors. Diese Platine mit diversen Sensoren, Verstärkern und Filtern darf nicht zu hohen Temperaturen ausgesetzt werden, da bestimmte Bauteile nur bis zu einer Temperatur von 90°C spezifiziert sind. Daher wird die Temperatur auf der Sensorplatine stets gemessen und überwacht. Eine der wichtigsten Aufgaben dieses Models ist die Vorhersage der Temperatur der Sensorplatine, um den Betriebsbereich der Pumpe je nach Anwendungsfall entsprechend zu limitieren oder die richtige Kühlmethode zu wählen.

Da der Aufbau des Motors streng zylindrisch und stets rotationssymmetrisch konstruiert ist, kann das Modell ebenfalls nach diesen Gesichtszügen entworfen werden. So wird das Modell aus vielen dünnen zylindrischen Scheiben und aus dünnen Zylinderwänden zusammengesetzt.

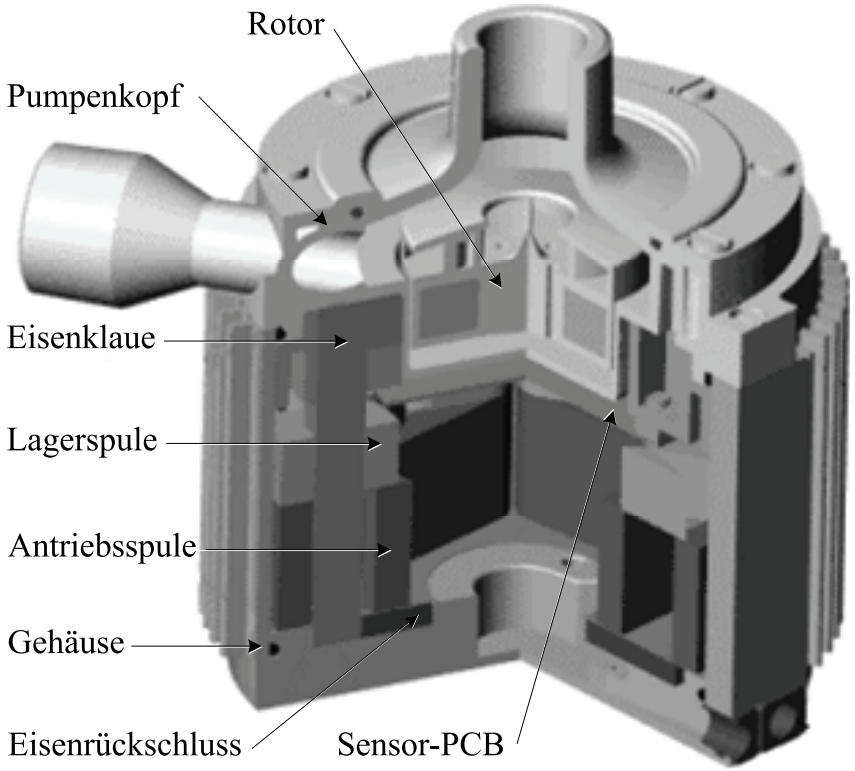


Abbildung 3.19 Schnittbild einer lagerlosen Pumpe

Bei den Scheiben wie in Abbildung 3.20 gezeigt fliesst der Wärmestrom nur in orthogonaler Richtung zur Scheibenfläche. Daher bestimmt sich der thermische Widerstand für die Wärmeleitung oder Wärmeübergang zu:

$$R_\lambda = \frac{l}{\pi\lambda\left(r_1^2 - r_2^2\right)} \qquad R_\alpha = \frac{1}{\pi\alpha\left(r_1^2 - r_2^2\right)} \tag{3.56}$$

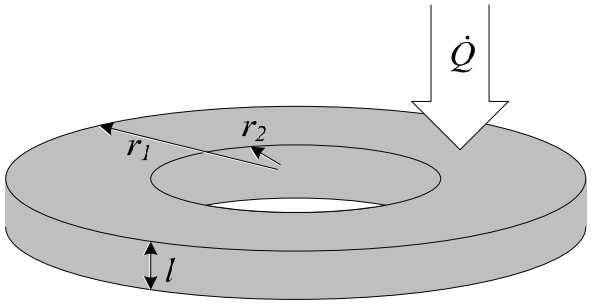


Abbildung 3.20 Zylindrische Scheibe zur Modellbildung

Bei einer dünnen Zylinderwand des Modells findet ein Wärmetransfer wie in Abbildung 3.21 illustriert nur in radialer Richtung statt. Der thermische Widerstand einer solchen Schicht berechnet sich nach:

$$R_\lambda = \frac{r_1 - r_2}{\pi \lambda h \left(r_1 + r_2 \right)} \qquad R_\alpha = \frac{1}{2\pi \alpha h r_1} \tag{3.57}$$

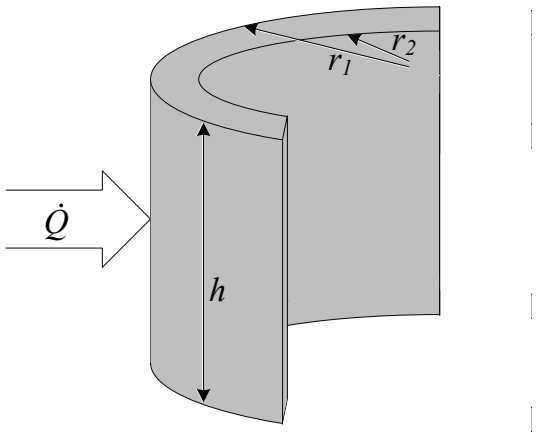


Abbildung 3.21 Dünne Zylinderwand zur Modellbildung

Das gesamte thermische Modell dieses lagerlosen Pumpsystems wird nach oben genanntem Prinzip aufgebaut. In Abbildung 3.22 sind Motor, Pumpenkopf und Kühleinrichtungen mit all ihren thermischen Widerständen schematisch dargestellt. Das als elektrisches Netzwerk dargestellte thermische Modell besteht aus:

- Leitwiderständen
- Übergangswiderständen
- Quellen konstanter Leistung (Stromquelle)
- Quellen konstanter Temperatur (Spannungsquelle)

Da in Prozessanlagen der Halbleiterindustrie die Chemikalien fortlaufend umgewälzt werden müssen, arbeiten die Fördersysteme im Dauerbetrieb. Im thermischen Modell werden deshalb nur stationäre Vorgänge betrachtet. Aus diesem Grund enthält das Schema des Modells keine Wärmekapazitäten.

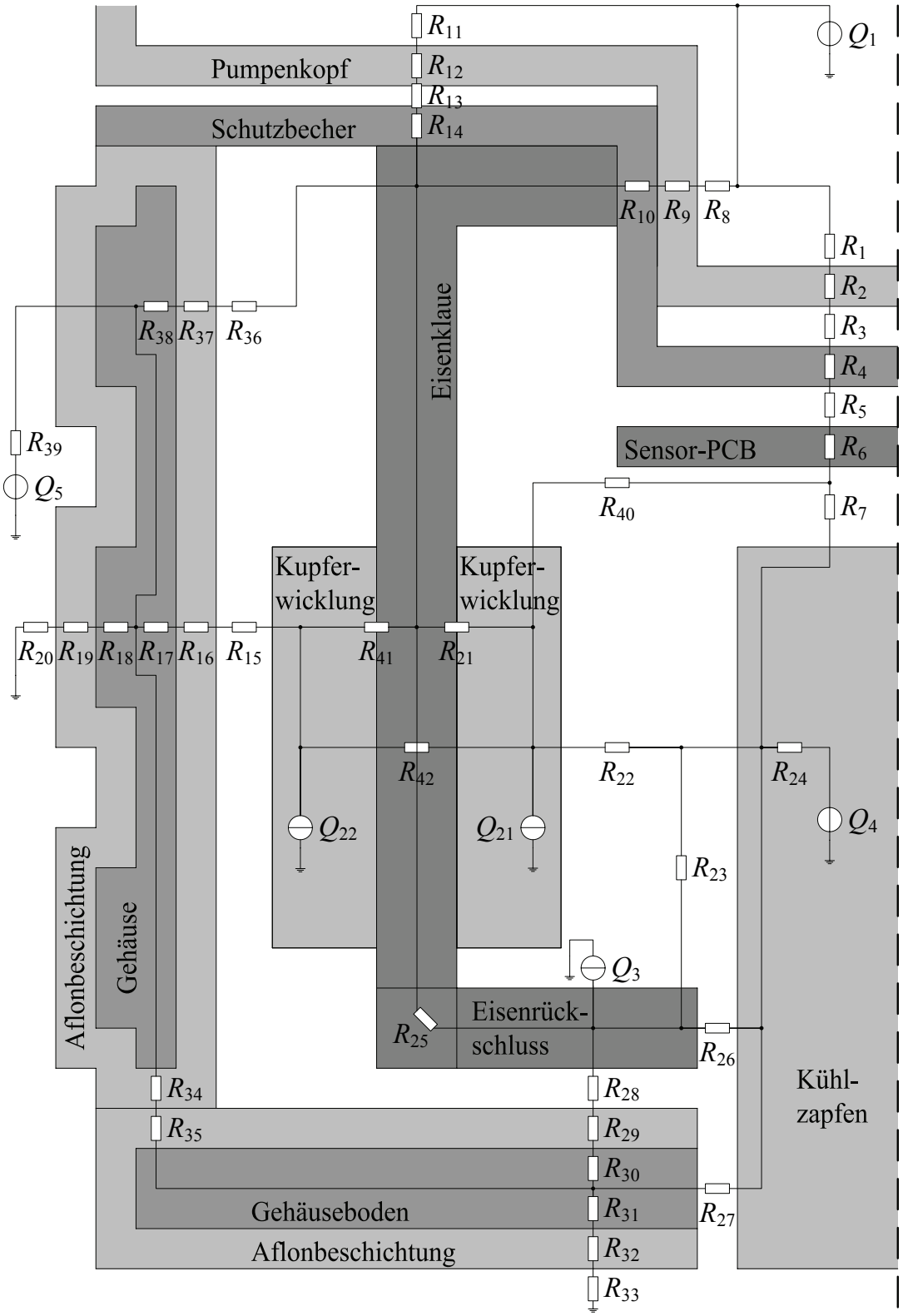


Abbildung 3.22 Thermisches Ersatzschaltbild des Scheibenläufermotors

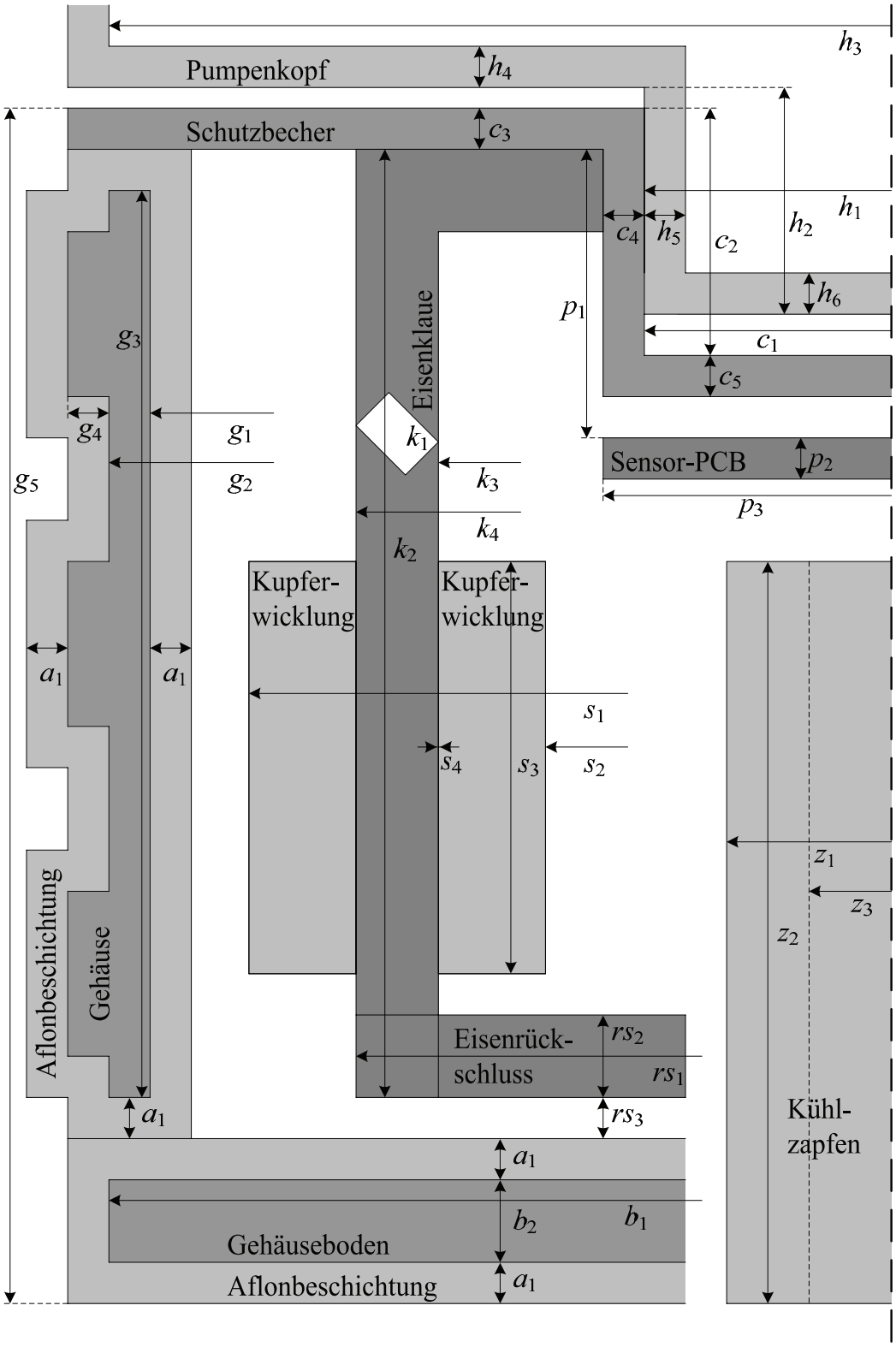


Abbildung 3.23 Geometrien des Motormodells

Die im Motor anfallenden elektrischen Verluste entstehen in den Lager- und Antriebsspulen und im Eisenkreis, sie werden durch die Quellen konstanter Leistung Q_{21}, Q_{22} und Q_3 nachgebildet. Quellen konstanter Temperatur kommen bei strömenden Flüssigkeiten zum Einsatz, wie dem Pumpmedium, dessen Temperaturänderung während der sehr kurzen Verweildauer im Pumpenkopf hervorgerufen durch die grosse Strömungsgeschwindigkeit vernachlässigt werden kann. Die Temperatur des Pumpmediums repräsentiert die Quelle Q_1. Die Quellen Q_4 und Q_5 geben die Temperaturen des Kühlwassers an, das zur Kühlung des Motors eingesetzt wird, zum einen in Form eines Kühlzapfens im Innern des Motors, zum andern als wassergekühltes Motorgehäuse, genaueres zu Kühlmethoden in Kapitel 4.

Die thermischen Widerstände des Modells werden anhand der Geometrie des Motors bestimmt. Die zugrunde liegenden Abmessungen stehen in Abbildung 3.23. Bei einer Geometrieanpassung des Motors, zum Beispiel für einen neuen Motortyp wächst das thermische Modell automatisch mit und verändert all seine Leit- und Übergangswiderstände. Die horizontal eingezeichneten Widerstände bilden Wärmevorgänge an dünnen Zylinderwänden ab. Die vertikal dargestellten Widerstände repräsentieren thermische Vorgänge an dünnen Zylinder- oder Ringscheiben (ausser R39). Der im Pumpenkopf schwebende Rotor ist nicht eingezeichnet, da er vollständig vom Pumpmedium umgeben ist und so keinerlei thermischen Kontakt mit dem Motor selbst hat. Auftretende Pulsationsverluste im Rotor werden vom zu fördernden Medium abgeführt und gelangen daher nicht in die thermischen Betrachtungen des Motors. Eine Tabelle mit den Werten der thermischen Widerstände ist im Anhang A.3 zu finden.

Die wichtigsten Wärmepfade im Motor sind:

- Pumpenkopf → Motor, speziell Pumpenkopf → Eisenklauen
- Kupferspulen → Gehäuse
- Eisenrückschluss → Boden

Die Betriebstemperatur des Motors wird massgeblich durch die aktuell zu erbringende hydraulische Leistung, die Medientemperatur und die gewählte Kühlmethode beeinflusst.

Die Lösung des elektrischen Netzwerks des thermischen Modells kann nicht direkt geschehen. Einige Komponenten des Modells sind selbst temperaturabhängig und verunmöglichen daher eine lineare Lösung. Temperaturabhängige Modellgrössen sind:

- Strahlungswiderstand von Gehäuse und Boden $\sim T^4$
- Strahlungswiderstand im Luftspalt zwischen Pumpenkopf und Motor $\sim T^4$
- Konvektionswiderstand von Gehäuse und Boden $\sim \vartheta^{1/4}$
- Spezifischer Widerstand der Kupferspulen $\sim \vartheta$

Diese von der Temperatur abhängigen thermischen Widerstände erfordern eine rekursive Lösung des Modells, das heisst das Netzwerk muss nach dem Prinzip in Abbildung 3.24 gelöst werden.

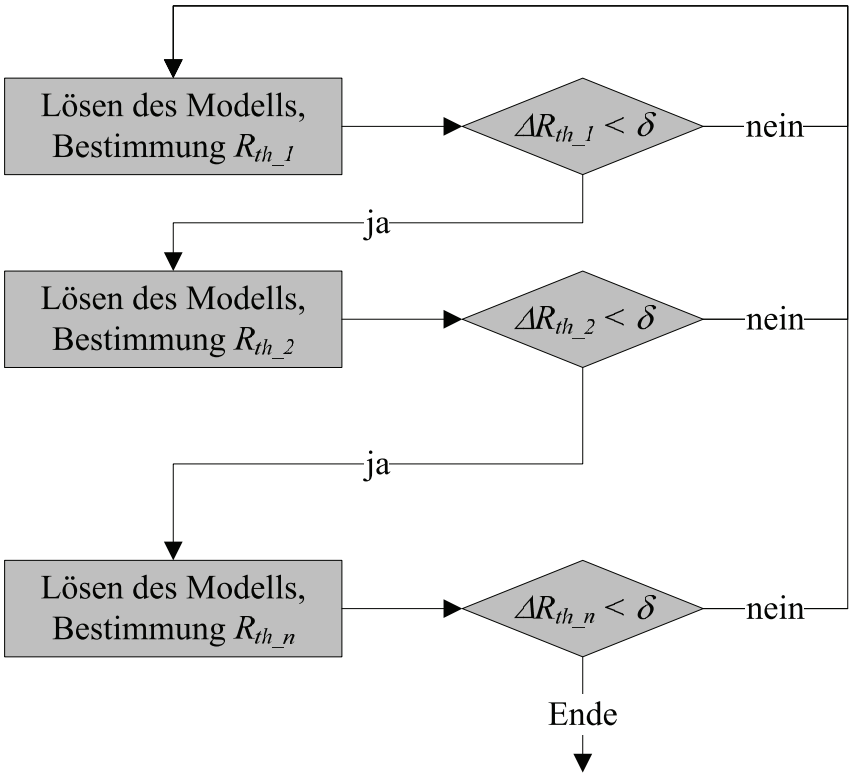


Abbildung 3.24 Rekursive Lösung des Modells für temperaturabhängige thermische Widerstände

Das thermische Modell wurde primär für das *BPS-3* Pumpsystem von *Levitronix* entworfen und kann verschiedene Kühlmethoden berücksichtigen. Als Resultat werden die Temperaturen und Wärmeströme der diversen Komponenten einer Pumpe berechnet. Zum besseren Erfassen der Temperaturverteilung im Motor werden die Resultate weiterverarbeitet. Mit Hilfe der Matlab Splinemethoden kann die Temperaturverteilung im Motor graphisch dargestellt werden. Ein Beispiel einer Berechnung ist in Abbildung 3.25 zu sehen

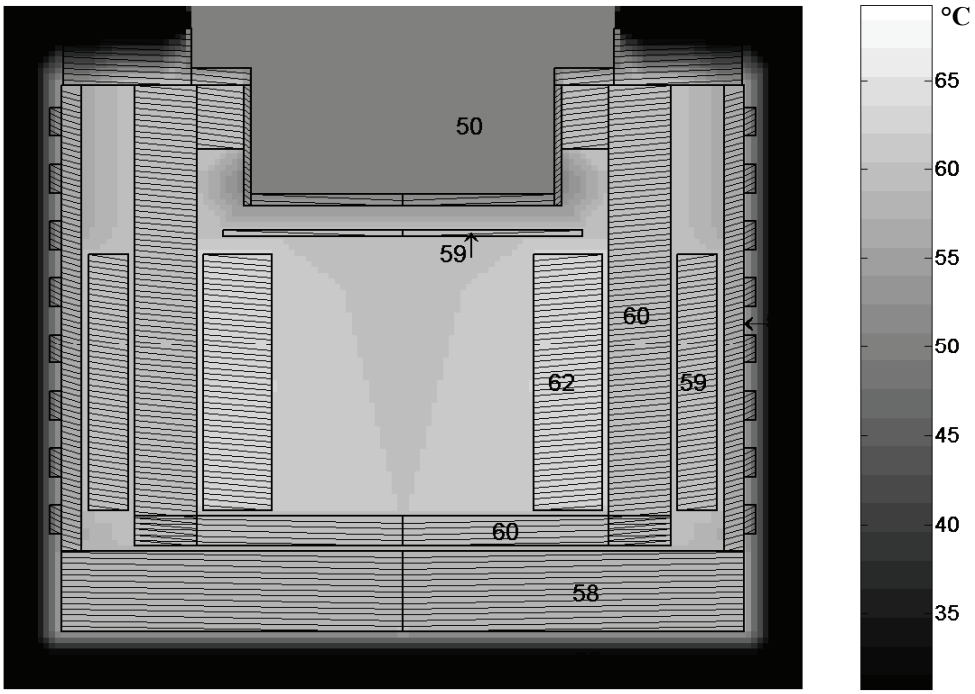


Abbildung 3.25 Graphische Ausgabe des Modells mit Temperaturangaben

Die Temperaturen der Motorkomponenten werden sowohl graphisch als auch in Zahlenwerten angezeigt. Das Modell ist fähig die unterschiedlichen Kühlmethoden in der graphischen Ausgabe anzuzeigen.

3.4 FEM-Thermik Analyse des Scheibenläufermotors

3.4.1 Simulationssoftware

COSMOSWorks ist ein Paket von Zusatzanwendungen für das CAD Programm *SolidWorks*. Diese ermöglichen es, mit den in *SolidWorks* erstellten Bauteilen Berechnungen jeglicher Art durchzuführen. Für thermische Simulationen sind vor allem die Zusatzanwendungen *FloWorks* für Strömungsberechnungen und *Cosmosworks* für Wärmeausbreitung von Interesse.

Je feiner die Struktur der zu simulierenden Objekte ist, desto feiner muss die Vernetzung ausgeführt werden. Enge Netze weisen eine hohe Knotendichte auf und die Berechnung wird aufwendig. Daher sind auch dünne Folien, wie sie durch die Vergussmasse entstehen können, zu vermeiden. Speziell zu berücksichtigen sind auch die Finnen eines Kühlkörpers, bei denen die Vernetzung strikt der Grösse der Finnen folgen muss um eine korrekte Simulation zu gewährleisten. Die enger werdende Vernetzung in der Nähe der Finnen ist in Abbildung 3.26 klar ersichtlich.

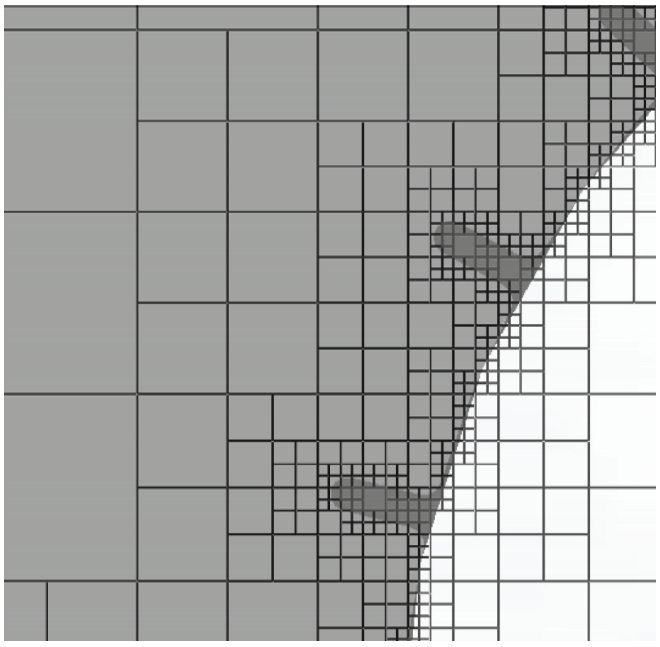


Abbildung 3.26 Vernetzung der Finnen eines Kühlkörpers

Das Hauptproblem aller thermischen Simulationen mit *COSMOSWorks* ist die fehlerhafte Berechnung der abgestrahlten Leistung. Das Programm ist nicht fähig, gegenseitig sich anstrahlende Flächen korrekt zu simulieren. Dieser Fehler wird vor allem bei Kühlkörpern mit grosser Finnenanzahl eklatant, da zur Strahlungsberechnung nur die gesamte Oberfläche als Grundlage herangezogen wird. Aus diesem Grund sind die Berechnungen entweder ohne Einbezug der Strahlung oder mit entsprechend angepasstem Emissionsgrad unter Nichtberücksichtigung der sich anstrahlenden Flächen durchgeführt worden.

3.5 Diskussion

Wie bei allen Simulationen stehen und fallen die erzielten Ergebnisse mit der Wahl der Modellparameter. Bei thermischen Simulationen müssen vor allem die Materialeigenschaften bekannt sein, hier sind Übergangswiderstände zwischen verschiedenen Materialien besonders heikel.

Thermische Finite-Elemente-Simulationen bieten den Vorteil, dass komplexe Materialstrukturen und Strömungen von Gasen und Flüssigkeiten gut behandelt werden können. Dies muss allerdings mit einem hohen Rechenaufwand bezahlt werden. Auch müssen Änderungen der Motorgeometrie oder der Kühlmethode aufwändig über die der Simulation zu Grunde liegenden Zeichnungen realisiert werden.

Als weitaus flexibler bei der Temperaturberechnung erweist sich das hier vorgestellte, auf den elektrisch-thermischen Analogien basierende und in *Matlab* realisierte Widerstandsmodell. Es findet zwar nur Verwendung für lagerlose Motoren zylindrischer Bauart, Änderungen der Motorparameter sowie der Kühlmethode sind dagegen schnell ausgeführt. Wichtigster Vorteil ist die im Vergleich zu FEM Simulationen sehr kurze Rechenzeit, was die Berechnung vieler Betriebspunkte in kürzester Zeit erlaubt.

Die Interpretierbarkeit und Transparenz des Widerstandsmodells kann besser sein als die einer Finite-Elemente-Berechnung, da die zugrunde liegenden Berechnungen bekannt sind. Soll die Baugrösse der Motoren verändert werden, bietet das Widerstandsmodell die Möglichkeit einer einfachen Integration von Wachstumsgesetzen.

Kapitel 4

Kühlkonzepte

Zur Kühlung von Elektromotoren, im Speziellen eines lagerlosen Scheibenläufermotors, bieten sich mehrere Möglichkeiten an. Als Kühlmedium wird vorzugsweise Luft oder Wasser verwendet:

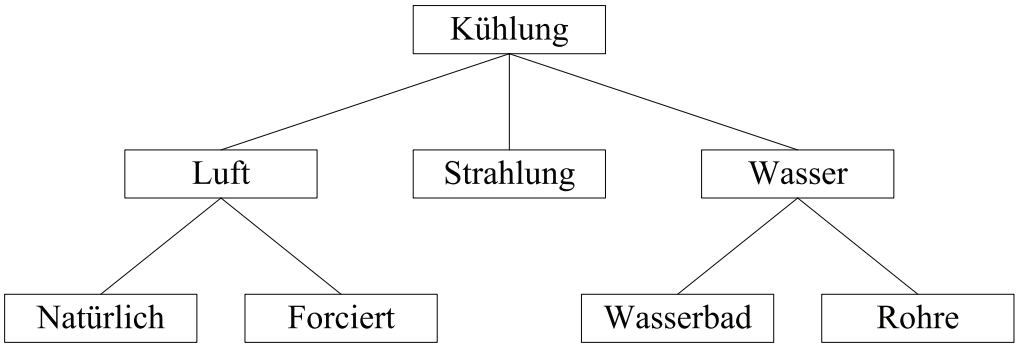


Abbildung 4.1 Kühlvarianten

Natürliche Luftkühlung: Jeder warme Körper erzeugt durch Dichteänderung der umgebenden Luft eine Luftströmung, genannt natürliche Konvektion. Diese Konvektion führt Wärmeenergie vom Körper weg. Durch Kühlrippen kann dieser Effekt verstärkt werden.

Forcierte Luftkühlung: Die Luft wird durch mechanische Mittel in Bewegung gesetzt. Die Luftströmung bleibt unabhängig von der natürlichen Konvektion und weist meist hö-

here Strömungsgeschwindigkeiten auf. Daher ist der Wärmeübergangswiderstand kleiner. Forcierte Luftkühlung ist wesentlich leistungsstärker als Kühlkörper für freie Konvektion.

Kühlung im Wasserbad: Ein Körper liegt in einem Wasserbad und gibt die Wärmeenergie an das Wasser ab. Der Wärmeübergang im ruhenden Wasser ist schlecht, durch die grosse Wärmekapazität des Wassers ist trotzdem eine akzeptable Kühlung möglich.

Kühlung durch Wasserrohre: Im zu kühlenden Objekt sind mit Wasser oder einem anderen Fluid durchströmte Rohre verlegt. Der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Fluid und Rohr ist sehr hoch. Mit diesem Konzept lassen sich die grössten Leistungsdichten der Wärmeableitung erreichen.

Kühlung durch Wärmestrahlung: Die Wärmestrahlung der heissen Objektoberfläche führt Energie ab. Entscheidend ist der Emissionsgrad des Materials.

4.1 Kühlung – warum?

Um das Laufrad im Motor magnetisch in der Schwebe zu halten, müssen Sensoren dessen Position und Winkellage erfassen. Diese Signale werden durch Verstärker und Filter im Motor aufbereitet, so dass sie störungsimmun zum digitalen Signalprozessor im Leistungsverstärker übertragen werden können. Die Signalerfassung und -aufbereitung geschieht auf einer Platine, die im Motor, aus Positionsgründen der Sensoren, direkt unterhalb des Laufrades platziert ist:

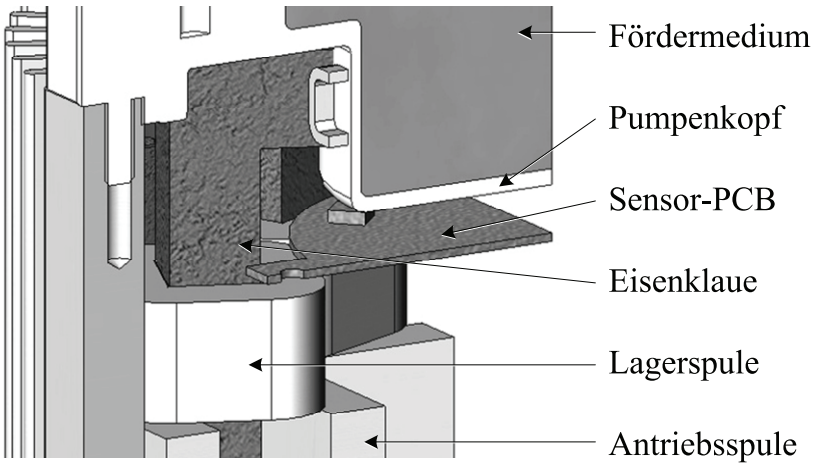


Abbildung 4.2 Sensorplatine im Motor

In unmittelbarer Nähe zur Platine befinden sich der Pumpenkopf mit dem heissen Fördermedium, der Eisenkreis und die Lagerspulen. Alle Komponenten erwärmen sich im Betrieb.

Die Lebensdauer von Elektronikbauteilen hängt massgeblich vom Stress ab, den die Bauteile im Betrieb erfahren. Die wesentlichen Stressfaktoren sind: elektrische Belastung, Umgebungstemperatur, Anzahl der Temperaturzyklen, Änderungsgeschwindigkeit der Umgebungstemperatur, Feuchte, mechanische Vibrationen, Schockbeschleunigung.

Alle auf dieser Sensorikplatine verbauten Komponenten sind zwar für höhere Betriebstemperaturen spezifiziert, trotzdem dürfen sie nicht zu heiss (über 90°C) werden, was eine Kühlung des Motors unumgänglich macht.

4.2 Kühlkörpervergleich

Dieser Vergleich soll die Kühlkapazitäten verschiedener Kühlmethoden aufzeigen. Die Basis stellt ein Aluminiumzylinder mit einem Durchmesser von 120 mm und einer Höhe von 80 mm dar. Im Innern des Zylinders sitzt eine 50 W starke Wärmequelle deren Leistung über die Zylinderwandung abgeführt werden muss, da der Zylinder zur besseren Vergleichbarkeit weder Boden- noch Deckenelemente aufweist. Die nachfolgenden Beispiele sind nach aufsteigenden Kühleigenschaften geordnet, dabei erwärmt sich der Referenzkörper bei gleicher Wärmeleistung immer weniger stark. Die Temperaturskalen der Simulationen sind aufgrund der grossen Temperaturunterschiede zwischen den einzelnen Beispielen und zur besseren Ablesbarkeit nicht identisch. Die Umgebungsbedingungen sind für alle Kühlmethoden gleich, die Umgebungstemperatur liegt bei 25°C. Die bei aktiven Kühlungen benötigte Druckluft oder Kühlwasser misst ebenfalls 25°C.

Polierter Aluminiumzylinder

Der aus poliertem Aluminium gefertigte Zylinder kann aufgrund seines sehr niedrigen Emissionsgrades kaum Energie via Wärmestrahlung abgeben. Für die Wärmeabfuhr ist die sich einstellende natürliche Konvektion verantwortlich, dementsprechend stark erwärmt sich der Zylinder.

Zur Berechnung der Kühlkörpertemperatur werden die Formeln aus Kapitel 3.2.2 herangezogen. Der Ablauf der iterativen Berechnung ist in Abbildung 4.3 dargestellt. Zu berechnen ist die Gehäusetemperatur T_G aus der Wärmeleistung P im Zylinderinnern, der Umgebungstemperatur bzw. der Einlasstemperatur T_E und der Kühlkörperdimension. T_M bezeichnet die mittlere Temperatur der Luft entlang des Kühlkörpers, alle Stoffwerte sind auf diese Temperatur bezogen. Die Luftgeschwindigkeit an der Zylinderwand bleibt niedrig, die Strömung ist laminar. Die Temperaturwerte der Berechnung stimmen nicht ganz mit der FEM-Simulation überein. Die richtige Bezugstemperatur für die Stoffwerte der Luft zu wählen wird bei den hier auftretenden grossen Temperaturdifferenzen schwierig.

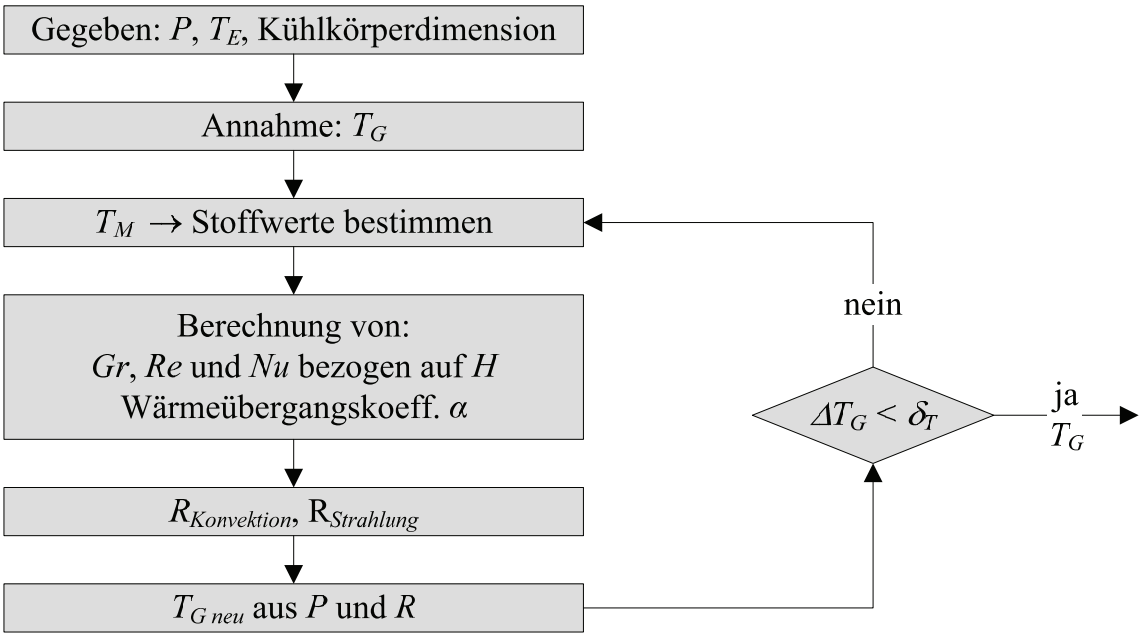


Abbildung 4.3 Berechnungsablauf zur Bestimmung der Kühlkörpertemperatur bei natürlicher Konvektion an glattem Zylinder

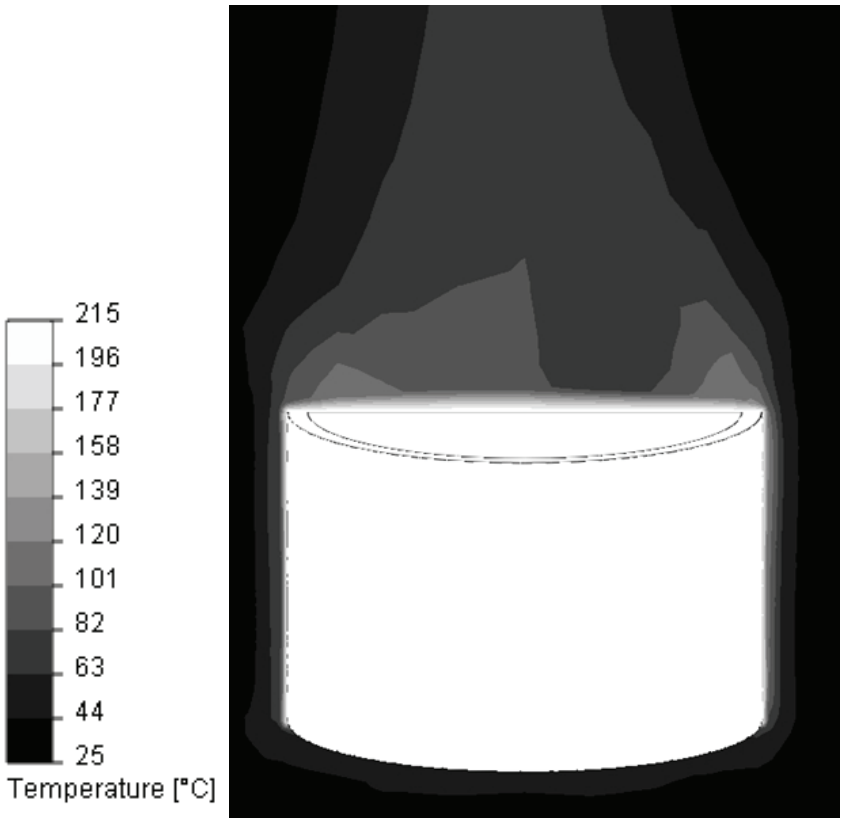


Abbildung 4.4 Temperaturverteilung eines mit 50W beheizten polierten Aluminiumzylinders, FEM-Analyse

Verlustleistung	P	50 W
Dimensionen	∅ 120 mm, Höhe 80 mm	
Emissionsgrad	ε	0.05
Gehäusetemperatur Simulation	T_G	213°C
Gehäusetemperatur Rechnung	T_G	191°C
Reynoldszahl	Re	1130
Wärmeübergangskoeffizient	α	9.4 W/m^{2}K
Anteil Strahlungsleistung	P_S/P	6.5%

Tabelle 4.1 Kenngrössen der Wärmeabgabe des polierten Aluminiumzylinders

Eloxierter Aluminiumzylinder

Dieser Fall ist bis auf die eloxierte Oberfläche des Zylinders identisch mit dem vorhergehenden. Die 20 µm dicke Eloxalschicht hebt den Emissionsgrad auf 0.95 an. Dies erhöht die abgestrahlte Wärmeleistung stark und senkt die Temperaturdifferenz des Zylinders gegenüber der Umgebung auf den halben Wert. Obwohl die Strömungsgeschwindigkeit der Luft durch die niedrigere Temperaturdifferenz kleiner ist, liegt die Reynoldszahl leicht höher. Dies liegt an den sich mit der Temperatur verändernden Stoffwerten. Die niedrigere Strömungsgeschwindigkeit lässt die Grenzschichtdicke der Luft an der Zylinderwand anwachsen und daher sinkt der konvektive Wärmeübergangskoeffizient. Die Berechnung verläuft nach identischem Schema zu Abbildung 4.3. Die niedrigeren Temperaturdifferenzen zwischen kalter und erwärmter Luft lassen eine treffsicherere Bestimmung der mittleren Lufttemperatur zu, dies verbessert die Genauigkeit dieser Berechnung, was in der geringen Abweichung zu den Simulationsergebnissen zum Vorschein kommt.

Durch die guten Abstrahleigenschaften der Eloxalschicht an der Zylinderoberfläche wird über die Hälfte der Wärmeleistung durch Abstrahlung abgeführt. Dies macht deutlich welche Bedeutung die Oberflächenbeschaffenheit eines Kühlkörpers hat.

Verlustleistung	P	50 W
Dimensionen	∅ 120 mm, Höhe 80 mm	
Emissionsgrad	ε	0.95
Gehäusetemperatur Simulation	T_G	118°C
Gehäusetemperatur Rechnung	T_G	120°C
Reynoldszahl	Re	1159
Wärmeübergangskoeffizient	α	8.5 W/m^{2}K
Anteil Strahlungsleistung	P_S/P	51.6%

Tabelle 4.2 Kenngrössen der Wärmeabgabe des eloxierten Aluminiumzylinders

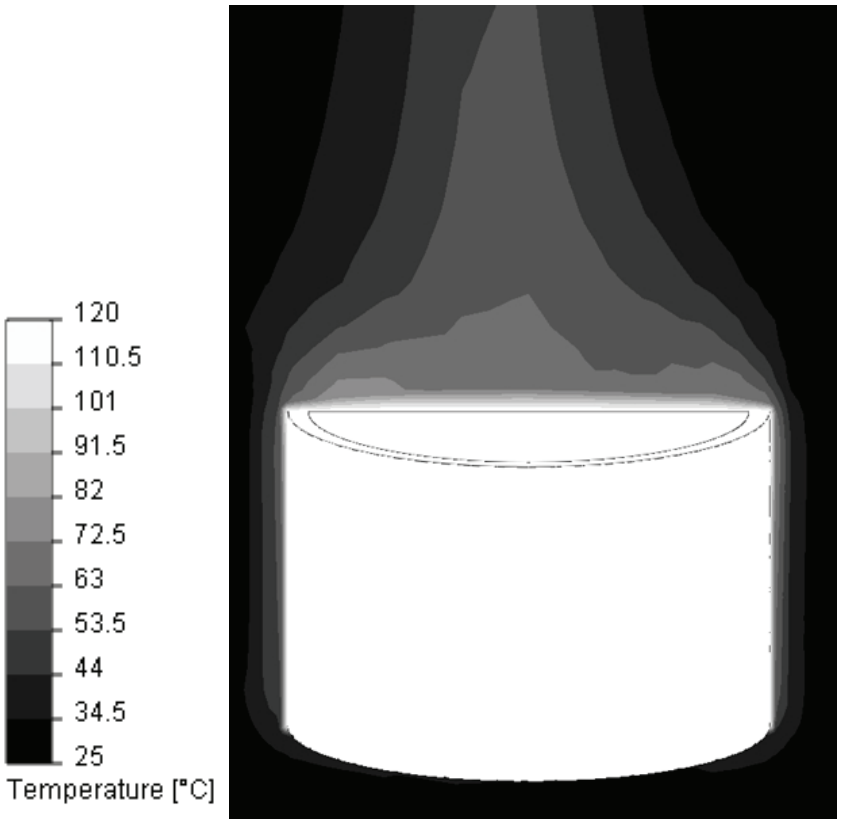


Abbildung 4.5 Temperaturverteilung eines mit 50W beheizten eloxierten Aluminiumzylinders

Berippter eloxierter Aluminiumzylinder

Wird der Zylinder mit Kühlrippen versehen erhöht sich seine Kühlkapazität aufgrund der vergrösserten am Wärmeaustausch beteiligten Oberfläche. Hier sind 48 je 6 mm breite Rippen am Zylinder angebracht. Die genauen Rippendimensionen können der Abbildung 4.6 entnommen werden.

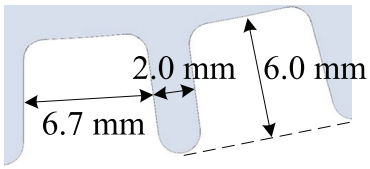


Abbildung 4.6 Abmessungen der Rippen beim Gehäuse mit 48 Rippen

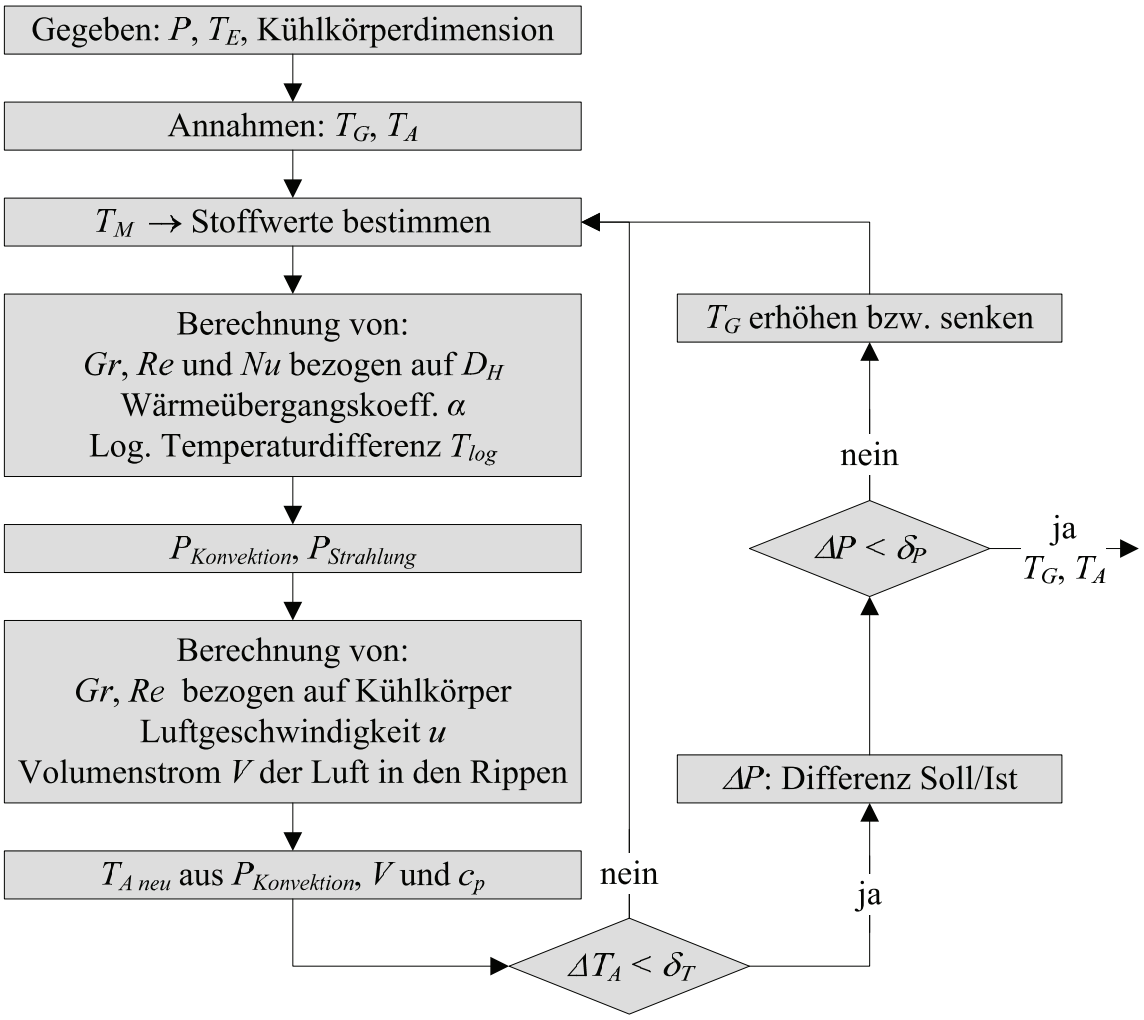


Abbildung 4.7 Berechnungsablauf zur Bestimmung der Kühlkörpertemperatur bei natürlicher Konvektion an beripptem Zylinder

Der Raum zwischen zwei Kühlrippen kann zur Berechnung als Rohrleitung angeschaut werden. Wichtig ist jeweils die korrekte Zuordnung der charakteristischen Länge, das heisst ob die Luftströmung von der Grösse des ganzen Zylinders oder von der Rohrströmung innerhalb der Rippen massgeblich beeinflusst wird. In Abbildung 4.7 sind die Iterationsschleifen zur Berechnung der Kühlkörpertemperatur wiedergegeben. In einer inneren Schleife werden für eine angenommene Kühlkörpertemperatur die Strömungsverhältnisse und die abgegebene Leistung berechnet. In der äusseren Iteration wird die Gehäusetemperatur so lange angepasst, bis die abgeführte Wärmeleistung des Kühlkörpers der geforderten Leistung entspricht. Die Strömungsverhältnisse sind laminar, da sich die Luft in den im Verhältnis zur Breite sehr langen Rippenzwischenräumen bewegt. Durch die sich aus bildenden Vertiefungen der Rippen steigt der effektive Emissionsgrad der Oberfläche leicht an.

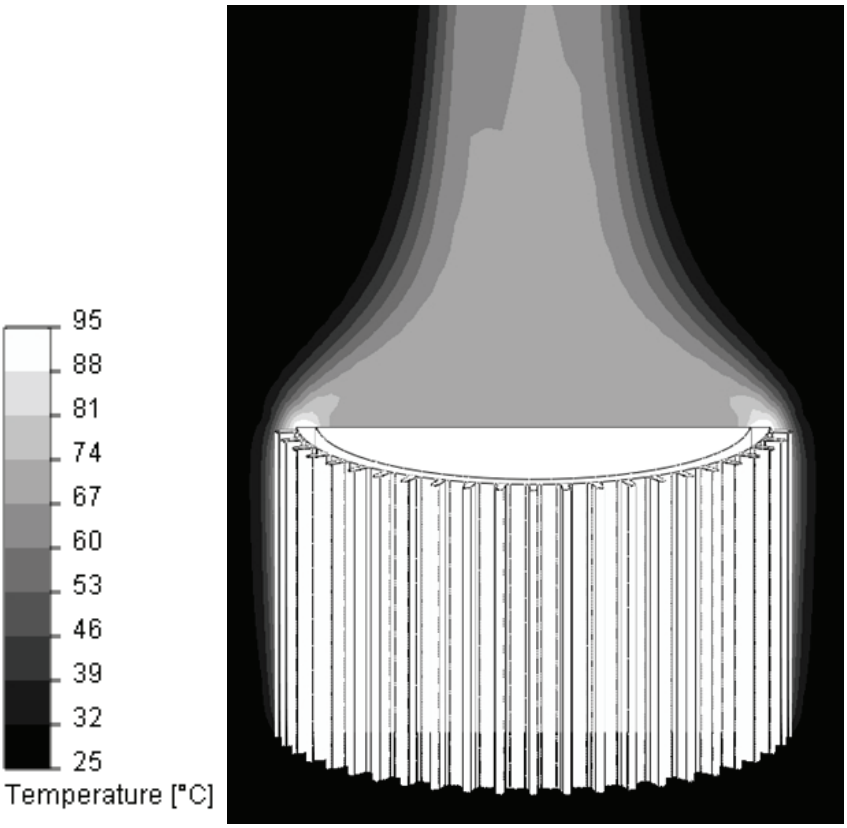


Abbildung 4.8 Temperaturverteilung eines mit 50 W beheizten berippten und eloxierten Aluminiumzylinders

Verlustleistung	P	50 W
Dimensionen	∅ 120 mm, Höhe 80 mm Rippen: 6.7 mm × 6.0 mm	
Emissionsgrad	ε_{eff}	0.975
Gehäusetemperatur Simulation	T_G	93°C
Gehäusetemperatur Rechnung	T_G	91°C
Reynoldszahl	Re	322
Wärmeübergangskoeffizient	α	19.0 W/m^{2}K
Anteil Strahlungsleistung	P_S/P	32.1%

Tabelle 4.3 Kenngrössen der Wärmeabgabe des berippten eloxierten Aluminiumzylinders

Druckluftgekühlter berippter eloxierter Aluminiumzylinder

Um die Temperatur des Zylinders weiter zu senken, kann die Luft forciert an den Kühlrippen vorbeigeführt werden. So wird die Strömungsgeschwindigkeit der Luft nicht durch die natürliche Konvektion, sondern durch äussere Mittel wie Ventilator oder Druckluft bestimmt.

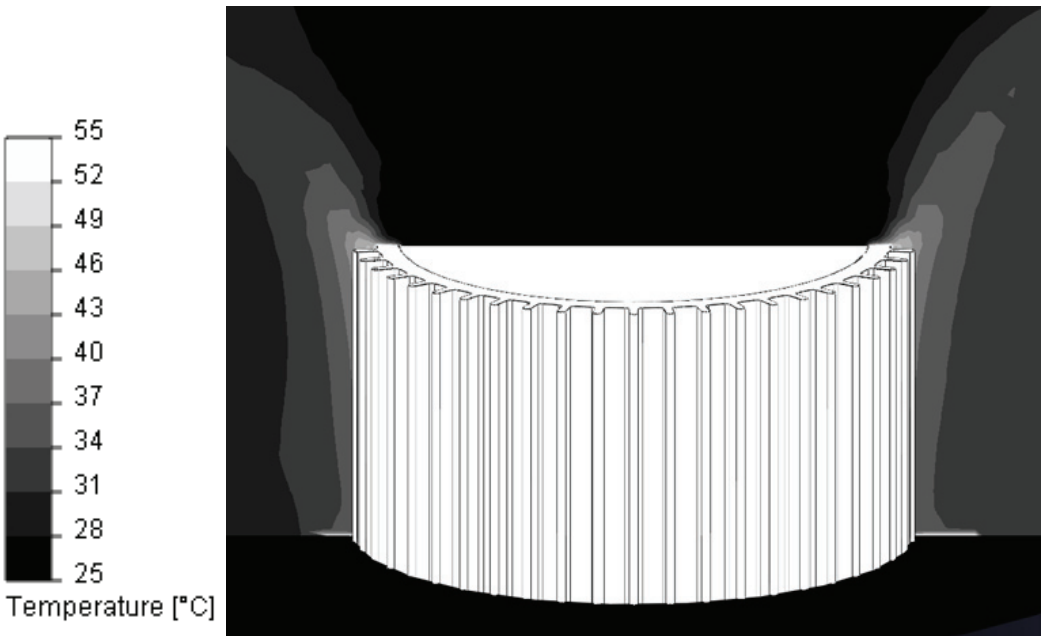


Abbildung 4.9 Temperaturverteilung eines mit 50 W beheizten eloxierten Aluminiumzylinders mit forcierter Luftkühlung

Durch die höhere Strömungsgeschwindigkeit, immer noch im laminaren Bereich, erwärmt sich die Luft während dem Vorbeistreichen an den Kühlrippen nicht bis zur Temperatur des Zylinders. Dies erhöht die logarithmisch bewertete Temperaturdifferenz zwischen Luft und Zylinder und verbessert die Kühlwirkung. Die Berechnung vereinfacht sich im Vergleich zur natürlichen Konvektionskühlung, da hier die Luftgeschwindigkeit durch äussere Mittel festgesetzt wird und nicht von der Temperatur und den Strömungsverhältnissen des Kühlkörpers abhängt. Der genaue Ablauf der Berechnung ist in Abbildung 4.10 dargestellt.

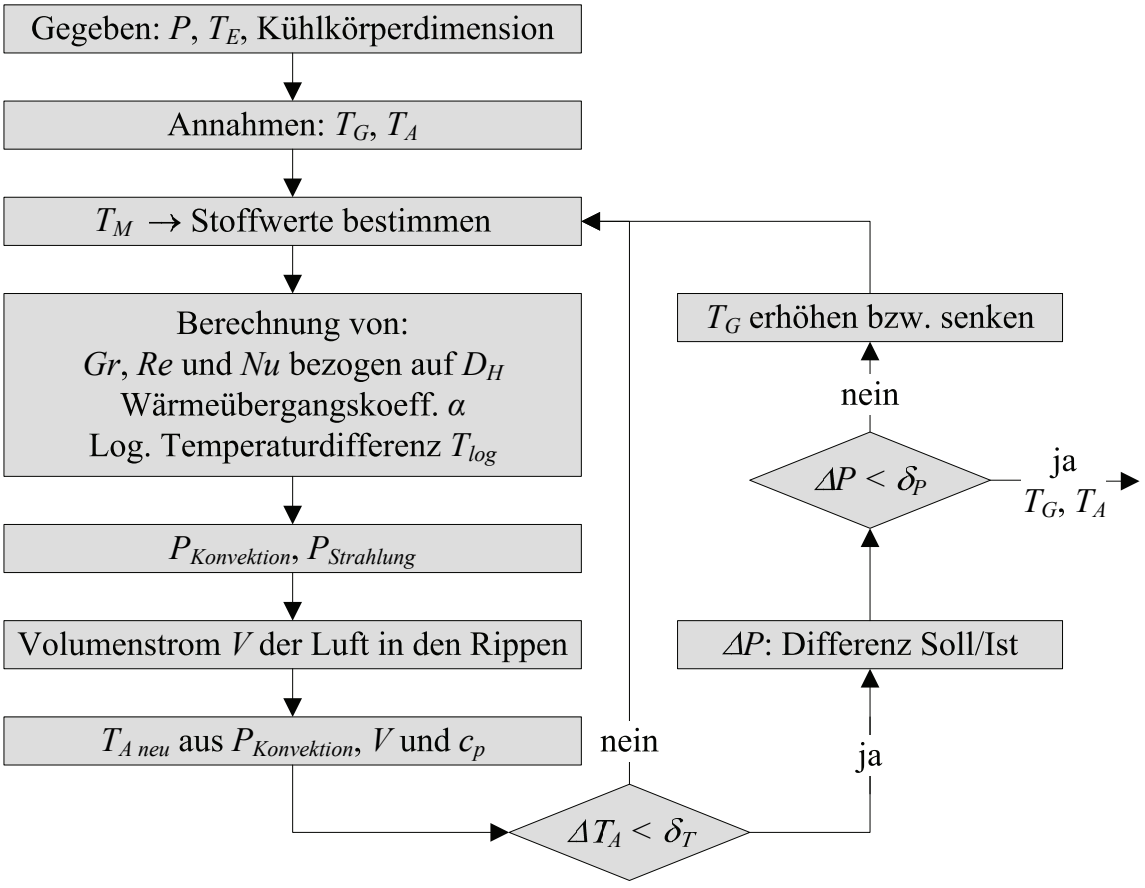


Abbildung 4.10 Berechnungsablauf zur Bestimmung der Kühlkörpertemperatur bei forcierter Konvektion an beripptem Zylinder

Verlustleistung	P	50 W
Dimensionen	∅ 120 mm, Höhe 80 mm Rippen: 6.7 mm × 6.0 mm	
Emissionsgrad	ε_{eff}	0.975
Volumenstrom Luft (25°C)	V	125 l/min
Gehäusetemperatur Simulation	T_G	55°C
Gehäusetemperatur Rechnung	T_G	58°C
Reynoldszahl	Re	582
Wärmeübergangskoeffizient	α	20.2 W/m^{2}K
Anteil Strahlungsleistung	P_S/P	13.7%

Tabelle 4.4 Kenngrössen der Wärmeabgabe des druckluftgekühlten berippten eloxierten Aluminiumzylinders

Wassergekühlter Aluminiumzylinder

Reicht die Kühlung auch bei Einsatz forcierter Luftkühlung nicht mehr aus, erweist sich die Wasserkühlung als sehr wirkungsvolle Alternative. Der Aluminiumzylinder ist im Inneren mit Bohrungen versehen, die das Wasser auf einer Länge von 2.05 m schlangenförmig durch den Zylinder leiten.

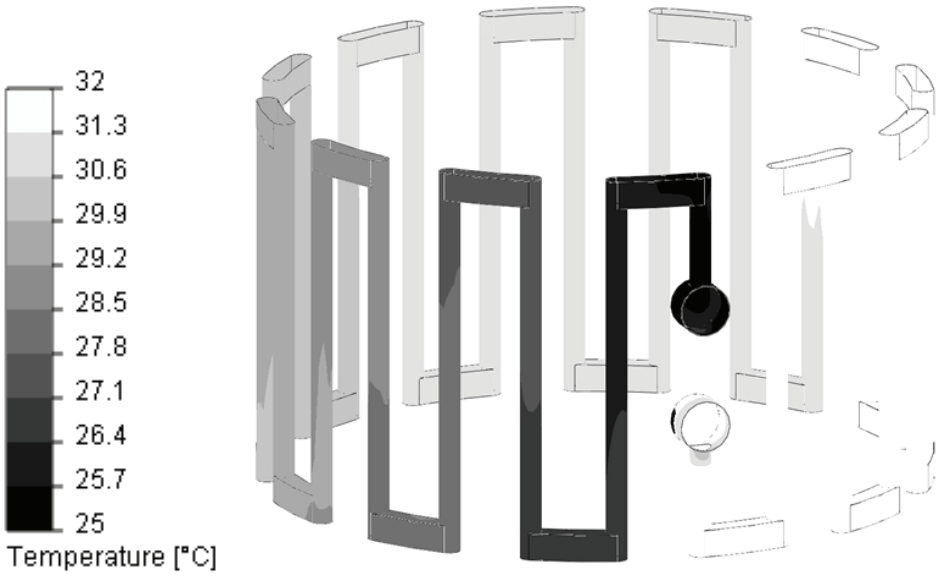


Abbildung 4.11 Temperaturverteilung des Kühlwasser eines mit 50 W beheizten Aluminiumzylinders

Wasser weist die höchste Wärmekapazität aller Flüssigkeiten auf und kann so schon bei kleinen Volumenströmen und Temperaturdifferenzen grosse Wärmemengen aufnehmen. Bei einem Volumenstrom von 1 dl/min bilden sich in den Wasserschlaufen laminare Strömungsverhältnisse aus. Der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Rohrwand und Wasser liegt im Vergleich zu Kühlungen mit Luft bei einem sehr hohen Wert, je nach Konfiguration bis 100 mal höher. Das Wasser erwärmt sich durch die kurz nach dem Einlauf herrschende hohe Temperaturdifferenz schneller, als am Ende der Kühlschleife, wo die Temperaturdifferenz zwischen Wasser und Zylinder nur noch klein ist. Mit einem höheren Volumenstrom würde die Auslasstemperatur des Wassers sinken und der ganze Zylinder bliebe ebenfalls kühler. Der hohe Emissionsgrad der eloxierten Oberfläche ist hier eher hinderlich, die abgestrahlte Leistung ist durch die sehr niedrige Gehäusetemperatur minimal. Sobald sich in der näheren Umgebung andere heisse Objekte befinden, ist ein niedriger Emissionsgrad des wassergekühlten Zylinders sinnvoll, damit er keine Wärmestrahlung von aussen aufnehmen kann. Die Berechnung der Kühlkörper- und Wassertemperaturen verläuft nach dem selbem Muster wie in Abbildung 4.10. Änderungen sind nur bei den Dimensionen der durchströmten Rohre und den Stoffwerten vorzunehmen.

Verlustleistung	P	50 W
Dimensionen	∅ 120 mm, Höhe 80 mm Kanäle: ∅ 4 mm, Gesamtlänge 2.05 m	
Emissionsgrad	ε	0.95
Volumenstrom Wasser (25°C)	V	1 dl/min
Gehäusetemperatur Simulation	T_G	32°C
Gehäusetemperatur Rechnung	T_G	32°C
Reynoldszahl	Re	663
Wärmeübergangskoeffizient	α	1400 W/m^{2}K
Anteil Strahlungsleistung	P_S/P	1.3%

Tabelle 4.5 Kenngrössen der Wärmeabgabe des wassergekühlten Aluminiumzylinders

Folgerung

Der Vergleich der hier ausgewählten fünf Kühlmethoden zeigt deutlich deren unterschiedliches Kühlvermögen. Bei nicht forciert gekühlten Körpern trägt der Wärmetransport durch Strahlung massgeblich zur Wärmeabgabe bei. Der Anteil der Strahlungsleistung an der gesamten Wärmeabgabe kann über 50% betragen. Daher sind die Strahlungseigenschaften der Materialoberflächen genau zu berücksichtigen. Bei hohen Anforderungen an die Effizienz der Kühlmethode stossen Konvektionskühler rasch an ihre Grenzen. Zum Abführen grosser Wärmemengen auf kleinem Raum kommen nur Kühlkörper in Frage, die mit forcierter Luftkühlung oder mit Wasser arbeiten.

Die Unterschiede im Kühlvermögen in diesem Vergleich sind gross. So variiert der Wärmewiderstand um den Faktor 27. Die Daten der Kühlmethoden sind in untenstehender Tabelle zusammengefasst. Da die Wärmewiderstände selbst temperaturabhängig sind, gelten die Angaben nur für diese konkreten Fälle präzis.

Kühlmethode	Temperatur	Wärmewiderstand
Polierter Aluminiumzylinder	213°C	3.76 K/W
Eloxierter Aluminiumzylinder	118°C	1.86 K/W
Berippter eloxierter Aluzylinder	93°C	1.36 K/W
Druckluftgekühlter berippter Zyl.	55°C	0.60 K/W
Wassergekühlter Aluzylinder	32°C	0.14 K/W

Tabelle 4.6 Zusammenfassung des Kühlkörpervergleichs

4.3 Passive Kühlung

Passive Kühlung bedeutet, dass der Motor nur durch natürliche Konvektionskühlung und Strahlung am Gehäuse Wärme an die Umgebung abgeben kann. Es stellt sich die Frage, ob ein Betrieb des lagerlosen Pumpsystems beim Einsatz mit 150°C heissem Fördermedium möglich ist. Wie Abbildung 4.12 zeigt, steigt die Motortemperatur des Standard *BSM-3* Motors (siehe Datenblatt im Anhang A.1) bereits bei 100°C warmem Fördermedium auf unzulässig hohe Werte an. Die Temperatur der Sensorplatine bleibt nur für ganz geringe erbrachte hydraulische Leistungen unterhalb der kritischen Grenze von 90°C. An einen Betrieb bei noch heisseren Medien ist nicht zu denken. Die Elektronik auf der Sensorplatine würde nur kurze Zeit einwandfreie Funktion gewährleisten können.

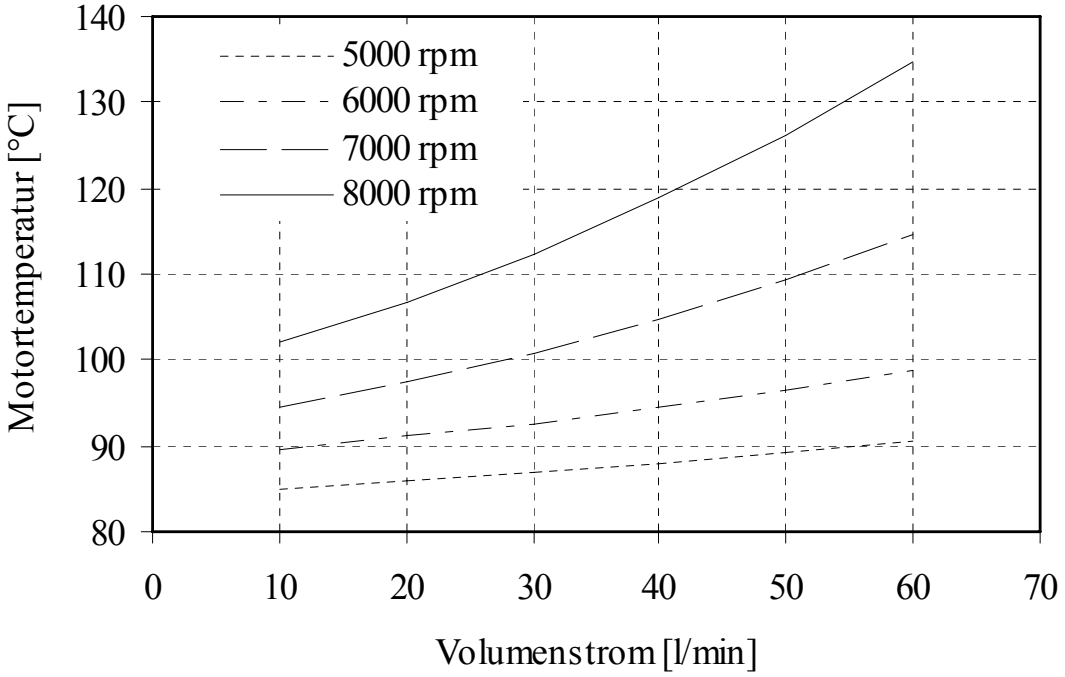


Abbildung 4.12 Motortemperaturen an der Sensorplatine bei passiver Kühlung und Gehäuse mit 60 Rippen
Betriebspunkt: 100°C Medientemperatur, 30°C Umgebungstemperatur

Die Ursache der sehr hohen Motortemperatur liegt am schlechten Kühlvermögen des berippten Standard Gehäuses mit 60 Finnen, dessen Rippengeometrie für eine natürliche Konvektionskühlung ungünstig gewählt ist. Die genauen Rippendimensionen kann Abbildung 4.13 entnommen werden.

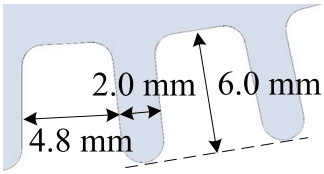


Abbildung 4.13 Abmessungen der Rippen beim Gehäuse mit 60 Rippen

Bei der Wahl einer guten Finnenkonfiguration sind zwei Punkte wichtig:

- Die Anzahl der Finnen sollte möglichst gross gewählt werden, damit die Oberfläche, über welche die Wärme abgegeben wird, möglichst gross ist.
- Der Abstand zwischen den einzelnen Finnen muss gross genug gewählt werden, damit die Luft zwischen den Finnen zirkulieren kann.

Diese beiden Bedingungen widersprechen sich und daher existiert eine optimale Anzahl Finnen für einen bestimmten Betriebspunkt.

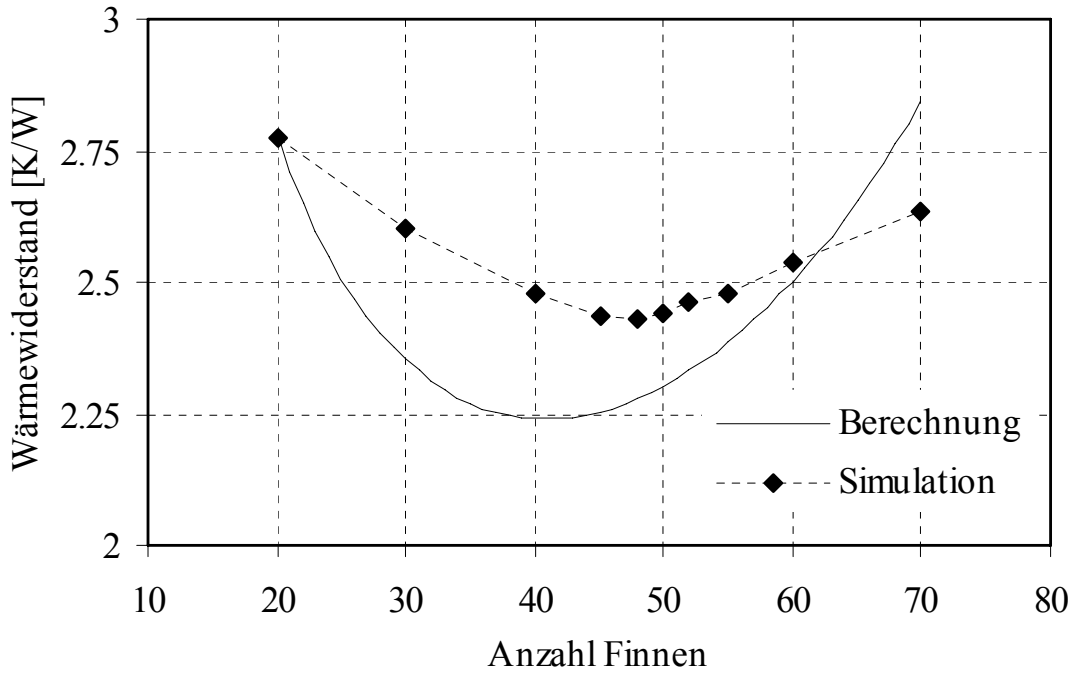


Abbildung 4.14 Wärmewiderstand des Gehäuses bei Variation der Finnenanzahl ohne Einbezug der Wärmestrahlung, Verlustleistung 25 W

Für eine abzuführende Verlustleistung von 25 W wurde der Wärmewiderstand des Kühlkörpers mit unterschiedlicher Anzahl von Finnen simuliert und berechnet. Die Simulation ist eine fluiddynamische Finite-Elemente-Simulation. Die Berechnung basiert auf den Grundlagen in Kapitel 3.2.2 und auf dem in Kapitel 4.2 beschriebenen Berechnungsablauf. Berechnung und Simulation zeigen, wie in Abbildung 4.14 zu sehen ist, von der Form her ähnliche Verläufe des Wärmewiderstandes in Abhängigkeit der Finnenanzahl, allerdings mit geringer Abweichung zueinander. Die Finnenanzahl für optimale Kühlung liegt zwischen 40 und 50 Finnen, was hier einem Finnenabstand zwischen 6.5 und 8.5 mm entspricht. Was diese Erhöhung des Finnenabstandes für die Luftströmung bedeutet, kann in Abbildung 4.15 klar erkannt werden.

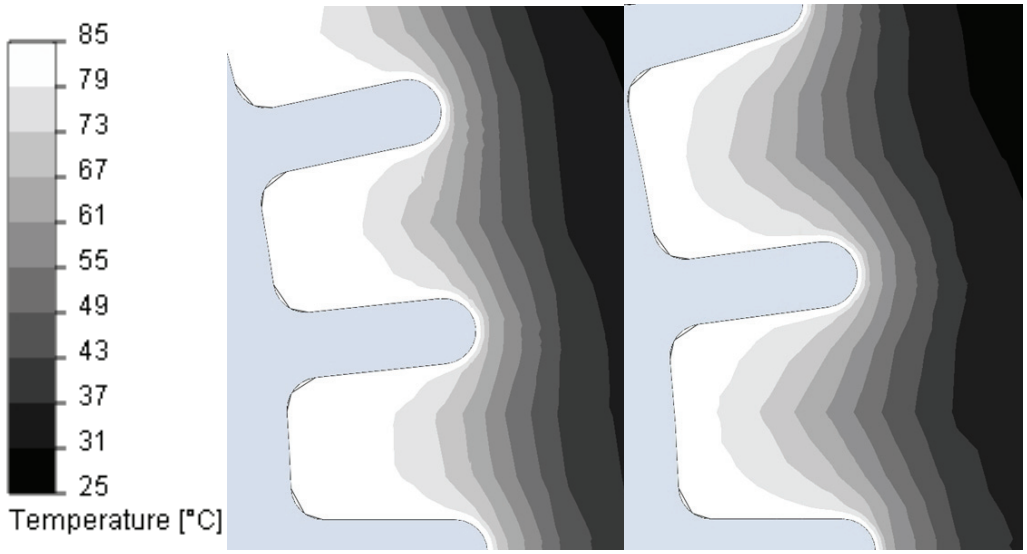


Abbildung 4.15 Lufttemperatur zwischen den Finnen bei zu engem (4.8 mm) und optimiertem (6.7 mm) Finnenabstand

Gezeigt ist die Temperatur der Luft zwischen den einzelnen Finnen. Links im Bild beim Standardgehäuse mit 60 Finnen und rechts im Bild beim optimierten Gehäuse mit 48 Finnen. Bei zu engem Finnenabstand kann die Luft zwischen den Finnen nicht mehr frei zirkulieren, was sich an der hohen Lufttemperatur in den Finnenzwischenräumen bemerkbar macht. Auch bei optimierter Finnengeometrie liegt die Lufttemperatur nahe der Finnen ebenfalls auf hohem Niveau, aber die kühle Luft dringt durch die Luftzirkulation deutlich weiter in die Finnenzwischenräume ein. Bei der Rippengeometrie

im linken Bild wirken die Finnen schon fast als Isolator, denn es bildet sich ein „Polster“ an heisser Luft, das isolierend wirkt und den Wärmeaustausch behindert, das Kühlvermögen eines Körpers ohne Rippe kann in diesem Fall sogar höher liegen.

Durch Verlängern der Finnen kann die aktive Wärmetauschfläche grösser werden und der Wärmewiderstand des Gehäuses weiter sinken. Die Erhöhung der Finnenlänge birgt natürlich den Nachteil des erhöhten Platzbedarfes. Abbildung 4.16 zeigt die Abnahme des Wärmewiderstandes bei Erhöhung der Finnenlänge für den vorher optimierten Kühlkörper mit 48 Finnen.

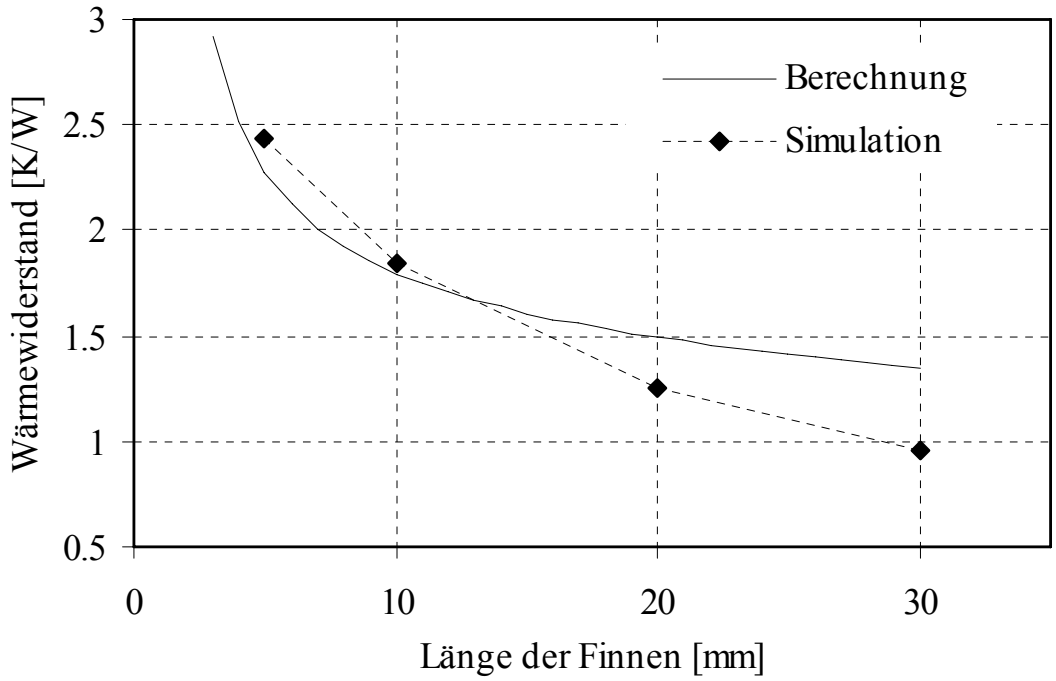


Abbildung 4.16 Wärmewiderstand des Gehäuses bei Variation der Finnenlänge bei 48 Finnen ohne Einbezug der Wärmestrahlung, Verlustleistung 25 W

Die Erhöhung der Finnenlänge ist besonders lohnend bis auf etwa 20 mm, darüber hinaus steht dem immer geringer werdenden Zuwachs an Nutzen ein immer grösserer Raumbedarf gegenüber.

Durch das Motorgehäuse mit optimierter Finnenanzahl und auf 20 mm verlängerten Finnen lässt sich der Wärmewiderstand gegenüber dem Standardgehäuse halbieren, das heisst bei gleicher Temperaturerhöhung gegenüber der Umgebung lässt sich die doppelte Wärmemenge konvektiv abführen.

Doch selbst dieses verbesserte Gehäuse lässt einen Betrieb der Pumpe mit heissem Fördermedium nicht zu. Schon 100°C heisse Fördermedien lassen die Temperatur des Motors auf hohe Werte ansteigen, siehe Abbildung 4.17. Der Effekt des doppelten konvektiven Kühlvermögens kommt nicht so gut zum Tragen, da ein beträchtlicher Anteil der abgeführten Motorwärme durch die Wärmestrahlung geschieht, die bei Oberflächen mit hohem Emissionsgrad kaum von der Rippengeometrie beeinflusst wird. Ein weiteres Problem der passiven Kühlung sind die bei der Förderung von heissen Medien oft auftretenden hohen Umgebungstemperaturen.

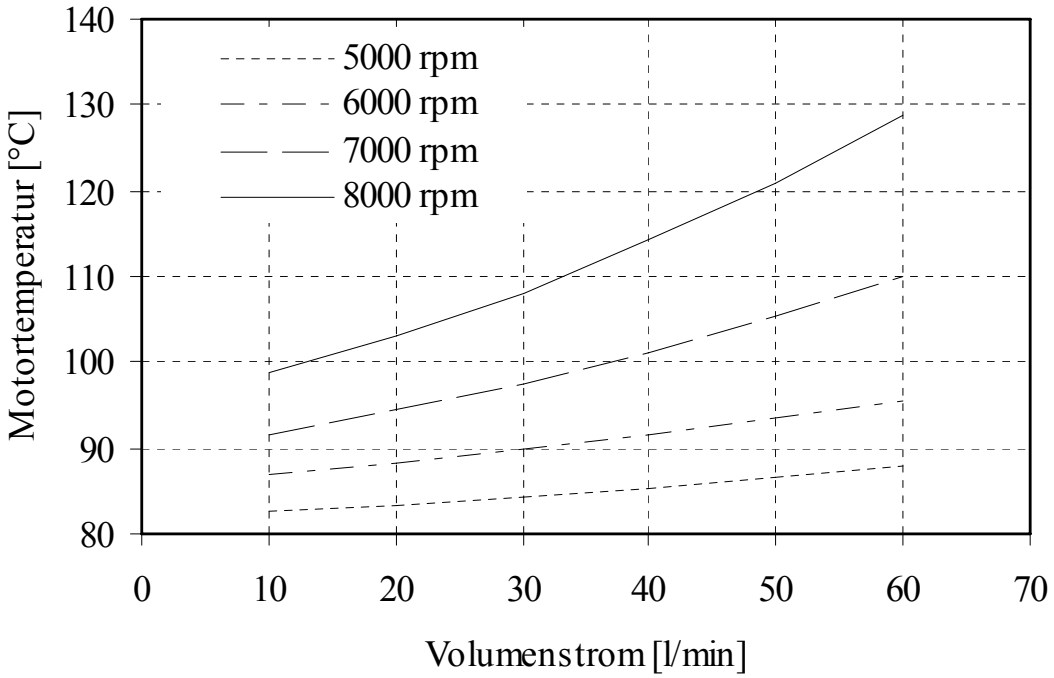


Abbildung 4.17 Motortemperaturen an der Sensorplatine bei optimiertem Gehäuse mit 48 Rippen und passiver Kühlung
Betriebspunkt: 100°C Medientemperatur, 30°C Umgebungstemperatur

4.4 Aktive Kühlung

4.4.1 Luftkühlung

Bei forcierter Luftkühlung wird am Boden des Motors ein Kühlmantel befestigt. Dieser wird mit Druckluft versorgt und verteilt die Luft gleichmässig über das Motorgehäuse. Die Luft passiert im Kühlmantel eine Drossel um die Druckverhältnisse auf die üblichen Standards der Druckluftversorgungen anzupassen. Dies bietet den weiteren Vorteil, dass die Entspannung der Luft an dieser Drossel zu einer Abkühlung führt. Die Abkühlung berechnet sich nach der Poissonschen Gleichung bei einer adiabaten Zustandsänderung eines Gases nach [Paus95]:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\chi - 1}{\chi}} \quad \text{mit } \chi = \frac{c_p}{c_v} \tag{4.1}$$

Bei einer Druckdifferenz von 2 bar kühlt die Luft um 5.4°C ab und kann so den Motor besser kühlen. Die Drossel selbst ist durch eine Kunststoffplatte mit feinen Ritzen (1 mm × 0.5 mm) realisiert. Abbildung 4.18 zeigt die Trajektorien der Kühlluft beim Vorbeiströmen am Motor, den Kühlmantel und die Drossel mit den Ritzen zur Druckreduktion im Detail.

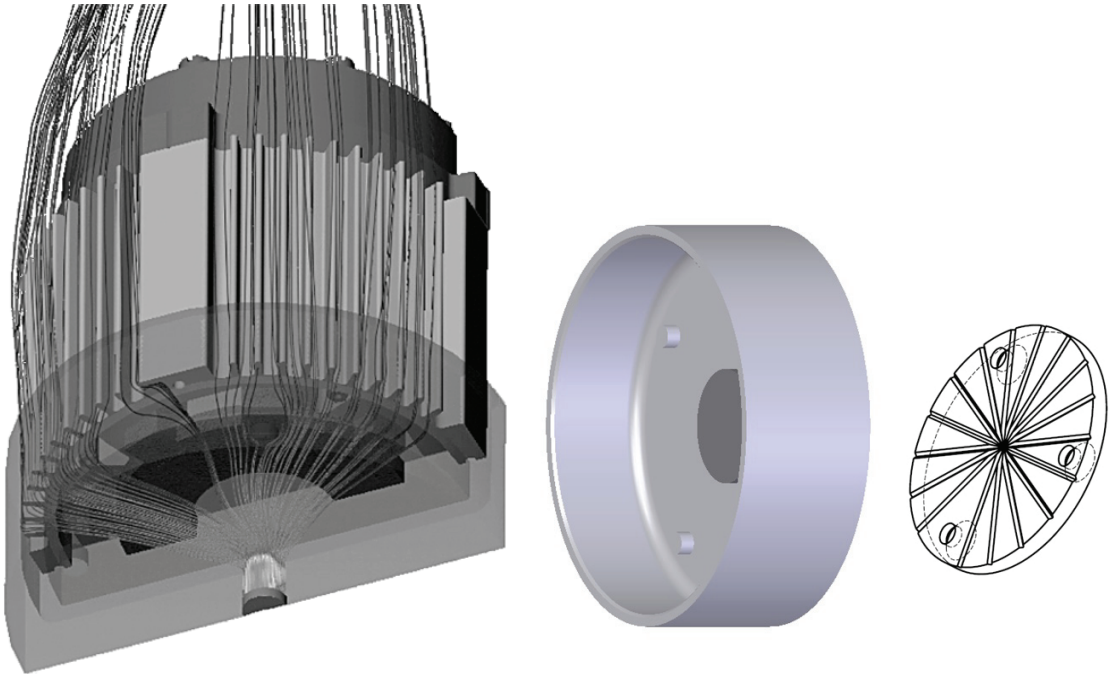


Abbildung 4.18 Druckluftkühlung, Kühlmantel, Drossel

Die Temperaturverteilung im Motor ist geprägt vom heissen Fördermedium, dies ist in Abbildung 4.19 gut zu erkennen. Die stark erwärmten Bereiche des Motors liegen in der Nähe des mit heisser Flüssigkeit gefüllten Pumpenkopfes. Die FEM-Simulation des Motors zeigt neben der Temperaturverteilung auch den Wärmefluss. Hier wird sehr deutlich, wie die aus Elektroblech gefertigten Eisenklauen als gute Wärmeleiter fungieren und Wärmeenergie vom Pumpenkopf in den Motor leiten. Auch die durch den Kupferanteil gut leitende Sensorplatine weist eher eine hohe Wärmeflussdichte auf. Die Wärme fliesst von da aus über die Kupferspulen des Lager- und Antriebssystems zum Gehäuse und wird an die Umgebung abgegeben.

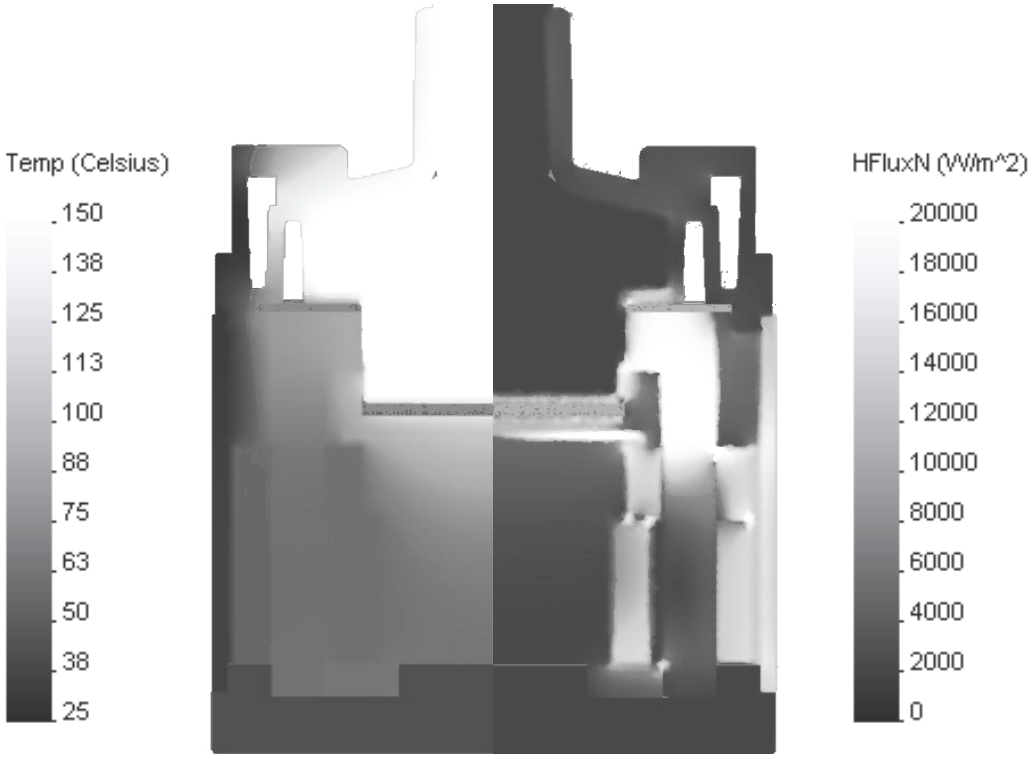


Abbildung 4.19 Temperatur- und Wärmeflussverteilung im Motor mit Druckluftkühlung
Betriebspunkt: 150°C Medientemperatur, 25°C Lufttemperatur, 25 W Verlustleistung im Motor

Die mit dem Widerstandsmodell berechnete Temperaturverteilung in Abbildung 4.20, zeigt im Vergleich zur FEM-Simulation ein sehr ähnliches Bild. In Tabelle 4.7 werden einzelne Punkte der beiden Modell verglichen,

die Abweichungen der Temperaturwerte liegen im Bereich von einigen Grad Celsius. Die Temperaturen der Vergleichspunkte liegen in der FEM-Simulation auf leicht tieferem Niveau, zeigen aber fast identische Änderungen wie die Werte des Widerstandsmodells.

	FEM	Widerstandsmodell
Sensorprint	82°C	85°C
Klaue	59°C	63°C
Spule aussen	51°C	55°C
Gehäuse	43°C	48°C
Boden	47°C	54°C

Tabelle 4.7 Temperaturvergleich einzelner Motorpunkte zwischen der FEM-Simulation und des Widerstandsmodells

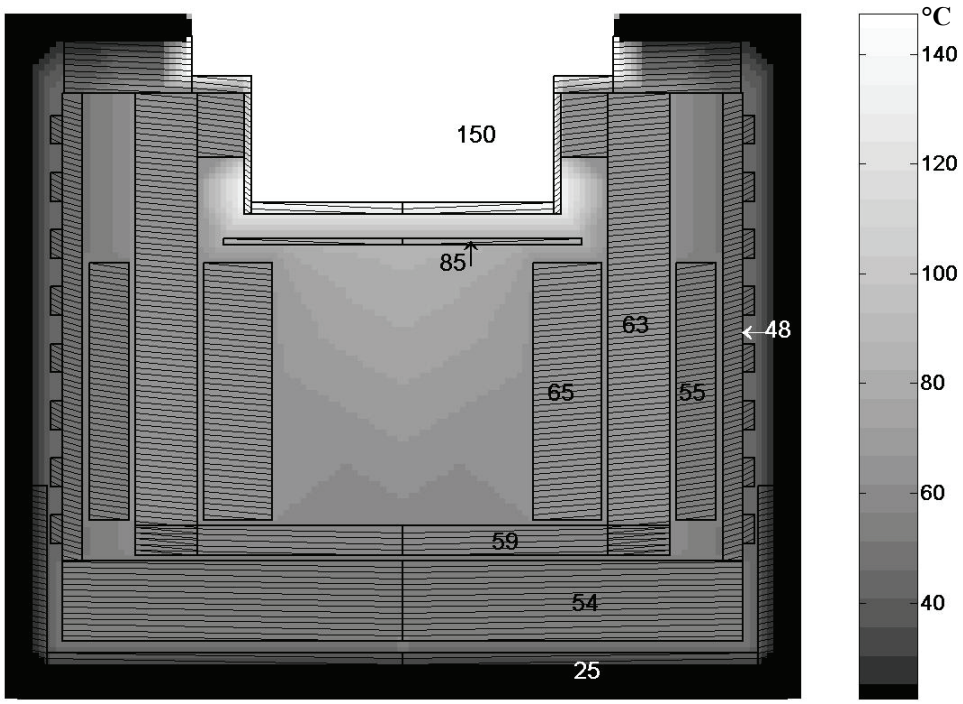


Abbildung 4.20 Temperaturverteilung im Motor mit Druckluftkühlung berechnet mit dem Widerstandsmodell
Betriebspunkt: 150°C Medientemperatur, 25°C Lufttemperatur, 25 W Verlustleistung im Motor

Mit forcierter Luftkühlung ist es möglich die Pumpe mit 150°C heissem Fördermedium zu betreiben. Die Abbildung 4.21 zeigt die Temperatur an der Sensorplatine bei verschiedenen Drehzahlen und Fördervolumen. Die Kurven sind mit dem *Matlab*-Modell berechnet und einzelne reale Messwerte zum Vergleich eingetragen. Es ist klar ersichtlich, dass die Temperatur der Sensorplatine nur bei niedrigen Drehzahlen und bei kleinen Durchflüssen unter der kritischen Grenze von 90°C gehalten werden kann.

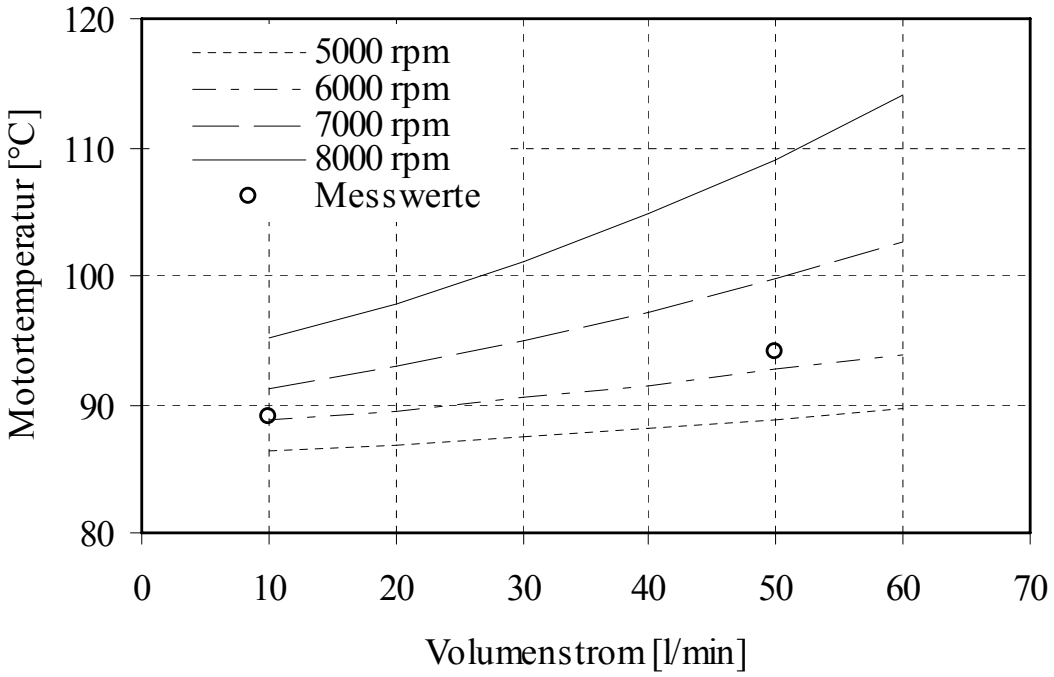


Abbildung 4.21 Motortemperaturen an der Sensorplatine bei Gehäuse mit 60 Rippen und forcierter Luftkühlung
Betriebspunkt: 150°C Medientemperatur, 20°C Lufttemperatur, 30°C Umgebungstemperatur

Um die Effektivität der forcierten Luftkühlung zu steigern, muss die Kühlrippengeometrie auf diese Kühlungsart abgestimmt werden. Die Finnenlänge bleibt aus Platzgründen gleich, deren Anzahl kann variieren. In Abbildung 4.22 ist der Wärmewiderstand des Kühlkörpers bei unterschiedlicher Anzahl über dem Gehäuse verteilter Finnen wiedergegeben. Die Kurven des berechneten und simulierten Wärmewiderstandes weisen die gleiche Form, aber einen kleinen Offset auf. Berechnung und Simulation basieren auf Kapitel 4.2. Durch eine mit hoher Finnenanzahl realisierte grosse

aktive Oberfläche sinkt der Wärmewiderstand des Motorgehäuses. Ein Gehäuse mit 100 Finnen verbessert den Wärmewiderstand im Vergleich zum Standardgehäuse mit 60 Finnen um 15%. Noch höhere Finnenzahlen sind durch die entstehenden sehr kleinen Finnenabstände schwierig zu realisieren. Diese kleine Erhöhung der Kühlleistung reicht nicht aus um die Pumpe im ganzen Betriebsbereich mit heissem Fördermedium zu betreiben.

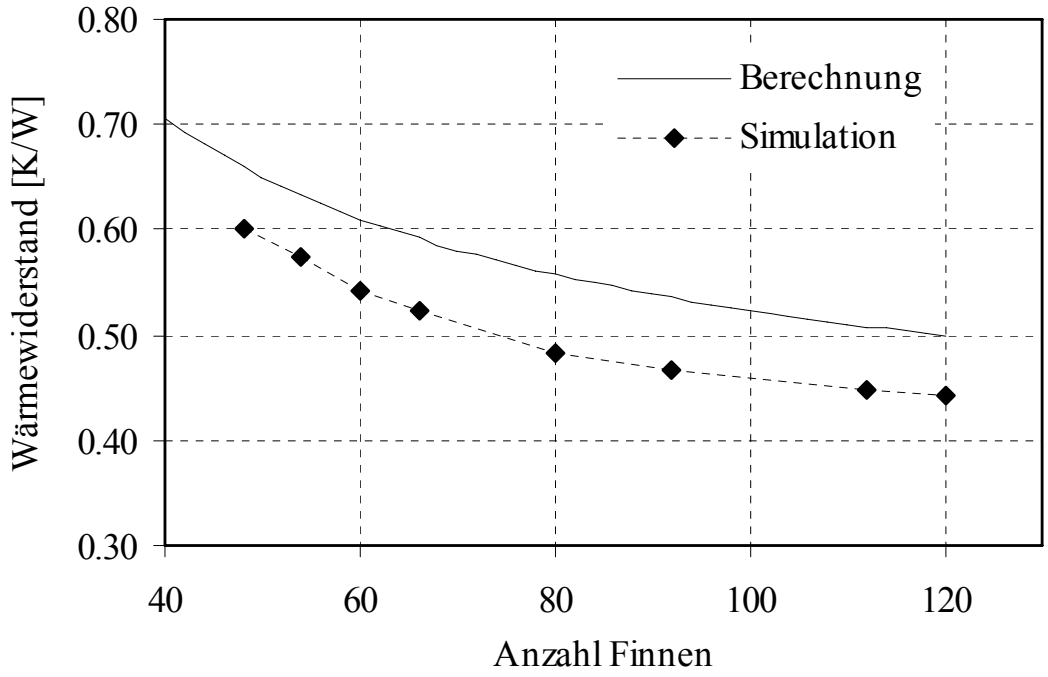


Abbildung 4.22 Gehäusetemperatur bei Variation der Finnenanzahl bei erzwungener Konvektion mit 125 l/min, Verlustleistung 25 W

Der Wärmeübergang bei einer einfachen Glattrippe ist relativ gering, denn auch bei forcierter Luftkühlung stellt sich eine laminare Luftströmung ein. Daher wird versucht, durch geeignete Rippengeometrie eine stärker turbulente Strömung zu erzwingen um einen besseren Wärmeübergang von Rippen zu Luft zu erreichen. In Frage kommen Hohlrippen und Rippen mit zusätzlichen Durchbrüchen, so genannte quergestanzte Rippen. Die hierdurch einerseits vergrösserte Wärmetauschfläche und zum anderen erhöhte Turbulenz der Luft ergeben eine Leistungsverbesserung der Wärmeabfuhr. Das Problem liegt in der geforderten Resistenz des Pumpengehäuses gegenüber Chemikalien. Dies macht eine Beschichtung des Gehäuses mit Fluorkunststoffen nötig. Die Beschichtung überdeckt feine Strukturen in den

Kühlrippen, verhindert Hohlrippen und verunmöglicht so diese Methode der Erhöhung des Wärmeübergangs zwischen Gehäuse und Luft.

Eine erhöhte Wärmeabgabe kann auch durch eine grössere Temperaturdifferenz zwischen Gehäuse und Kühlluft realisiert werden. Da eine Erhöhung der Gehäusetemperatur ausscheidet, muss die Temperatur der Kühlluft gesenkt werden.

Kalte Luft kann aus druckluftbetriebenen Wirbelrohren gewonnen werden. Solche verschleissfrei arbeitenden Kaltluftstromerzeuger finden Anwendung in vielen Bereichen der industriellen und handwerklichen Fertigung. Wirbelrohre sind häufig die alleinige Alternative zu Kältesprays und flüssigen Kühlmitteln. Die Druckluft wird mit 5 – 7 bar tangential in einen ortsfesten Generator gepresst, der die Luft in Drehung versetzt. Der dabei entstehende Luftwirbel wird in ein Rohr geleitet, wo er wie eine Spirale an der Innenwand entlang in Richtung Rohrende dreht. Die Drehgeschwindigkeit steigt dabei auf bis zu 10^6 U/min an. Am Ende des Rohres sitzt ein Ventil, durch das ein kleiner Teil Luft entweichen kann. Der grössere Anteil wird zwangsweise durch die Mitte des ersten Wirbels in die entgegengesetzte Richtung gezwungen. Hierbei gibt der innere Luftwirbel an den äusseren Wirbel Energie in Form von Wärme ab, dabei kühlt der innere Wirbel ab.

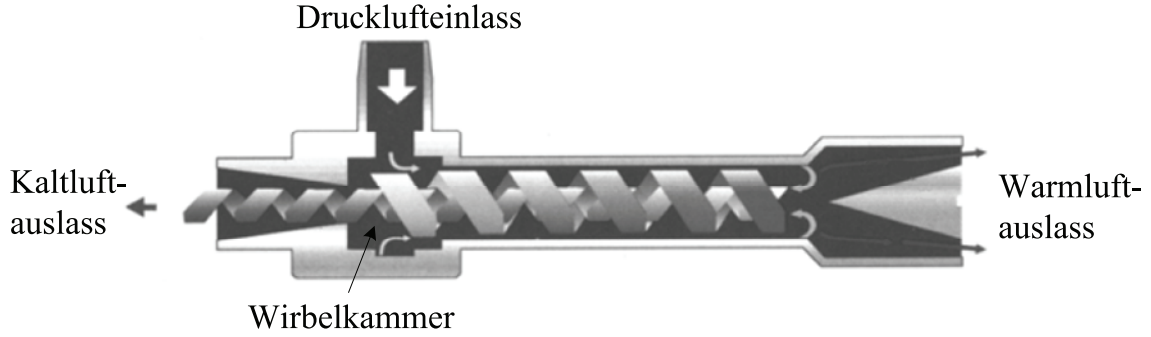


Abbildung 4.23 Schematische Darstellung eines Wirbelrohres, Quelle: *EXAIR Corporation*

Um ein einwandfreies Funktionieren dieses Wirbelrohres zu gewährleisten, muss es kaltluftseitig frei arbeiten können, das heisst der Druckabfall am Kaltluftausgang muss durch grosse Rohrquerschnitte niedrig gehalten werden. Daher ist die Drossel im Druckluft-Kühlmantel zu entfernen. Der Luft-

verbrauch liegt bei etwa 350 Normlitern pro Minute, wobei 80% auf den Kaltluftauslass entfallen. Die Temperatur der Kaltluft liegt in diesem System bei etwa 3°C. Noch kältere Luft würde Probleme mit Vereisungen mit sich bringen.

Das Kühlvermögen der Druckluftkühlung in Zusammenarbeit mit einem Wirbelrohr des Typs Exair Cold Gun Aircoolant System #5015 ist so gut, dass die lagerlose Pumpe bei 150°C heissem Fördermedium fast im ganzen Betriebsbereich arbeiten kann, ohne dass die Sensorplatine im Motor zu heiss wird. In Abbildung 4.24 ist die Motortemperatur über dem Pumpendurchfluss und der Drehzahl aufgeplottet. Die Sensorplatine überschreitet erst bei Drehzahlen gegen 8000 rpm die Grenze von 90°C. Die eingezeichneten realen Messwerte zeigen die gute Genauigkeit des thermischen Modells.

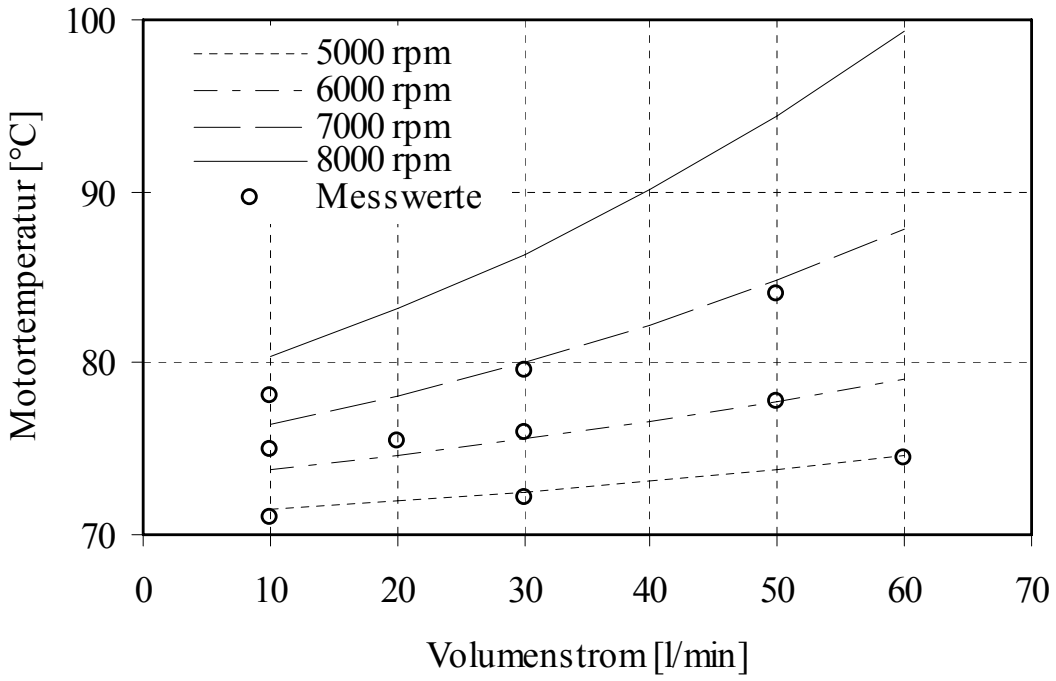


Abbildung 4.24 Motortemperaturen an der Sensorplatine bei Gehäuse mit 60 Rippen und forcierter Luftkühlung mit Wirbelrohr Betriebspunkt: 150°C Medientemperatur, 3°C Lufttemperatur, 30°C Umgebungstemperatur

4.4.2 Wasserkühlung

Das nächst leistungsstärkere Konzept zur Abführung von Wärmeenergie ist nach der forcierten Luftkühlung eine Kühlung mit strömendem Wasser.

Kühlzapfen

Mit Kühlzapfen wird eine mit Wasser betriebene Kühleinrichtung benannt, die im Zentrum des lagerlosen Motors eingebaut wird. Im Innern des Motors steht freier Platz zu Kühlzwecken zur Verfügung, weil durch die Tempelbauweise dort keine Motorkomponenten vorhanden sind. In Abbildung 4.25 ist die Einbaulage des Kühlzapfens im Motor anhand eines Schnittbildes gezeigt. Die Aussenseite des Zapfens steht in engem Kontakt zu den Lager- und Antriebsspulen, zum Eisenrückschluss und zur Sensorplatine. All diese Komponenten können durch den Kühlzapfen gut gekühlt werden, wobei vor allem die Kühlung der Sensorplatine wichtig ist.

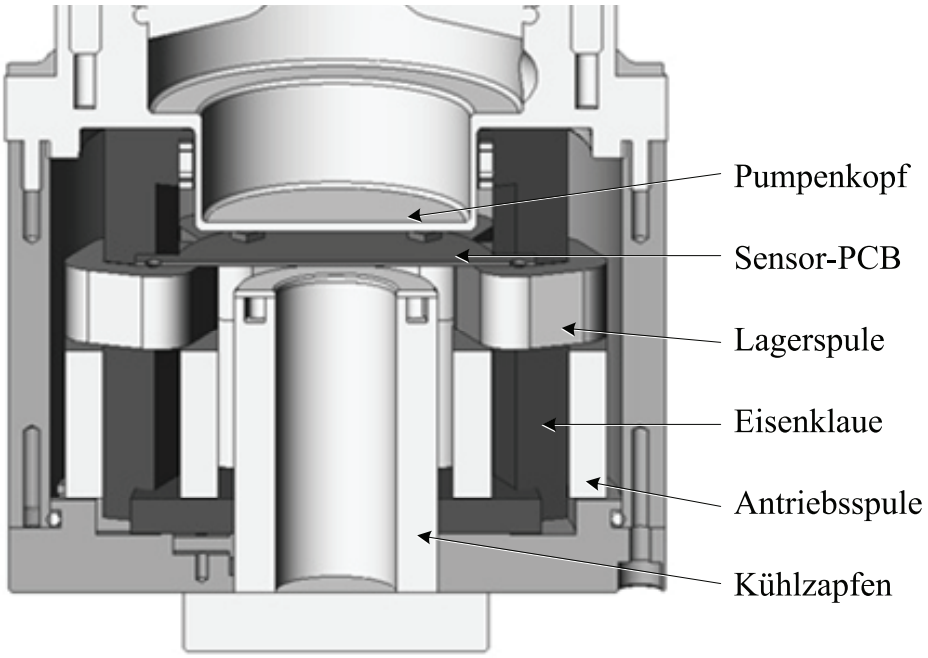


Abbildung 4.25 Einbaulage des Kühlzapfens im Motor

Der Aufbau des Kühlzapfens gleicht einem C-förmigen Zylinder. Diese Form ist nötig um die am Boden des Motors eintretenden Kabel zur Sensorplatine führen zu können. In Abbildung 4.26 links sind der Motorboden

zusammen mit dem Kühlzapfen zu sehen. Es wird ersichtlich wie die Kabel von den beiden Kabelkanälen im Boden ungehindert ins Zentrum des Kühlzapfens gelangen können und von dort nach oben hin zur Sensorplatine. Diese Bauweise bietet den weiteren Vorteil, dass diese Kühlung bei vorbereitetem Motorboden optional verbaut werden kann. Die Montage ist ohne Zerlegen des Motors möglich.

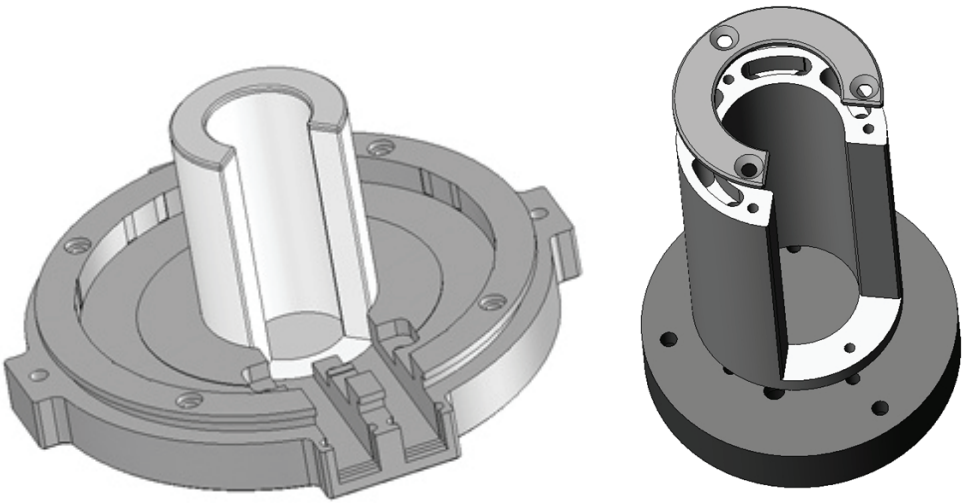


Abbildung 4.26 Ansicht für Kabeldurchführung und Explosionszeichnung des Kühlzapfens. Kühlzapfenabmessungen: Aussenruchmesser: 40 mm, Innendurchmesser: 24 mm, Höhe: 60 mm, Durchmesser Kühlkanäle: 4 mm

Abbildung 4.26 rechts zeigt die Explosionsdarstellung des aus drei Teilen bestehenden Kühlzapfens. Nicht abgebildet sind die zwei zwischen den Teilen liegenden Dichtungsmatten. Der Kühlzapfen mit seinen innenliegenden Kanälen zur Führung des Wassers und der C-förmige Abschlussdeckel sind aus Edelstahl gefertigt. Zur Gewährleistung der Resistenz gegenüber aggressiven Umgebungsbedingungen besteht das Bodenteil zur Befestigung am Motor und zur Aufnahme der Schlauchanschlüsse aus Fluorkunststoff. In Abbildung 4.27 sind nur die Wasserkanäle gezeigt, wobei das Wasser entsprechend seiner Temperatur eingefärbt ist. Das Wasser erwärmt sich in den Kanälen und nimmt dabei Energie auf, hier werden bei einem Volumenstrom des Wassers von 1 dl/min 50 W aufgenommen. Das Wasser erwärmt sich dabei um 7.2°C. Die Länge der Kühlkanäle wird gut ausgenutzt, das Wasser erreicht bei dessen Auslass fast die Temperatur des Zapfens.

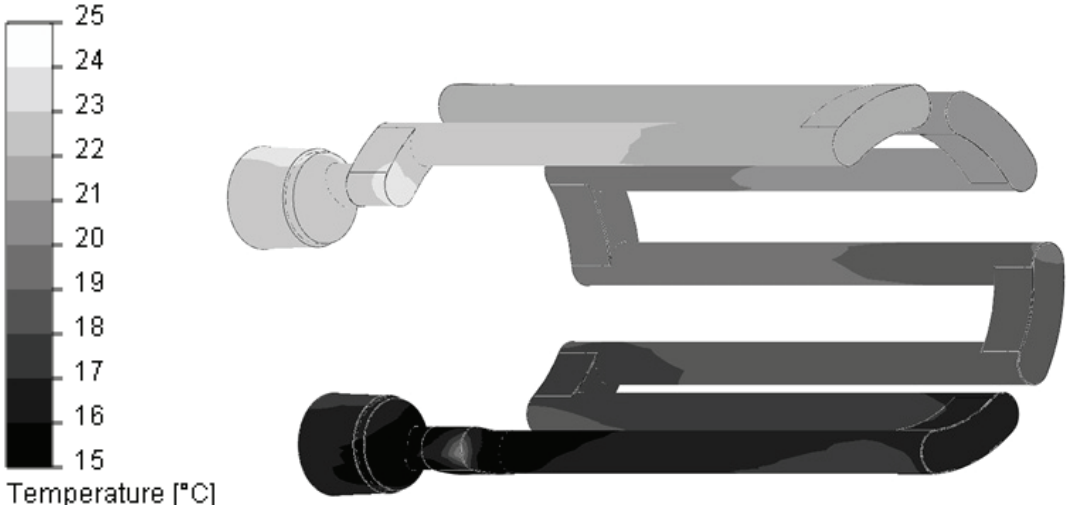


Abbildung 4.27 Temperatur des Wassers in den Kanälen des Kühlzapfens, Kanaldurchmesser 4 mm

Die Temperaturen im vergossenen Motor sind auch hier relativ homogen. Erst in der Wärmeflussverteilung (Abbildung 4.28 rechts) sind die Unterschiede zu den anderen Kühlmethoden ersichtlich.

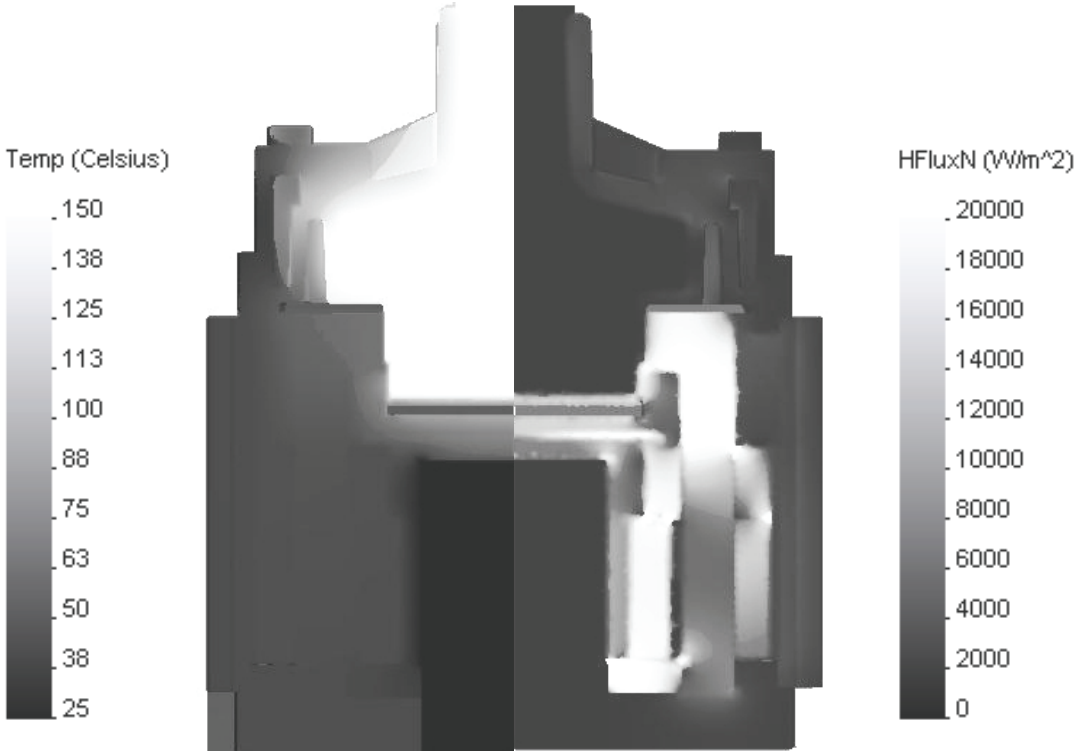


Abbildung 4.28 Temperatur- u. Wärmeflussverteilung bei Zapfenkühlung Betriebspunkt: 150°C Medientemperatur, 25°C Lufttemperatur, 25 W Verlustleistung im Motor

Durch den nahen Kontakt der Eisenklauen fliesst Wärmeenergie über den Eisenkreis vom heissen Pumpenkopf in den Motor und wird dort über die Kupferspulen zum Kühlzapfen geleitet und durch das strömende Wasser abgeführt.

Durch die Wasserkühlung des Motors mit Hilfe des Kühlzapfens kann die lagerlose Pumpe bei der Förderung von einer 150°C heissen Flüssigkeit fast den vollen Betriebsbereich ausschöpfen. Die in Abbildung 4.29 berechneten Temperaturverläufe bei verschiedenen Rotordrehzahlen und Förderströmen weisen eine nicht unerhebliche Abweichung zu den gemessenen Temperaturen auf. Die Messwerte stammen von einem Temperatursensor, der auf der Sensorplatine in Randnähe aufgebracht ist. Durch die mit dem Kühlzapfen engeren Platzverhältnisse im Motor wurden beim Prototypenmotor die Drähte der Lager- und Antriebswicklungen ungünstig verlegt. Diese erhitzen den Temperatursensor zusätzlich und führen zu verfälschten, sprich zu heissen, Messergebnissen.

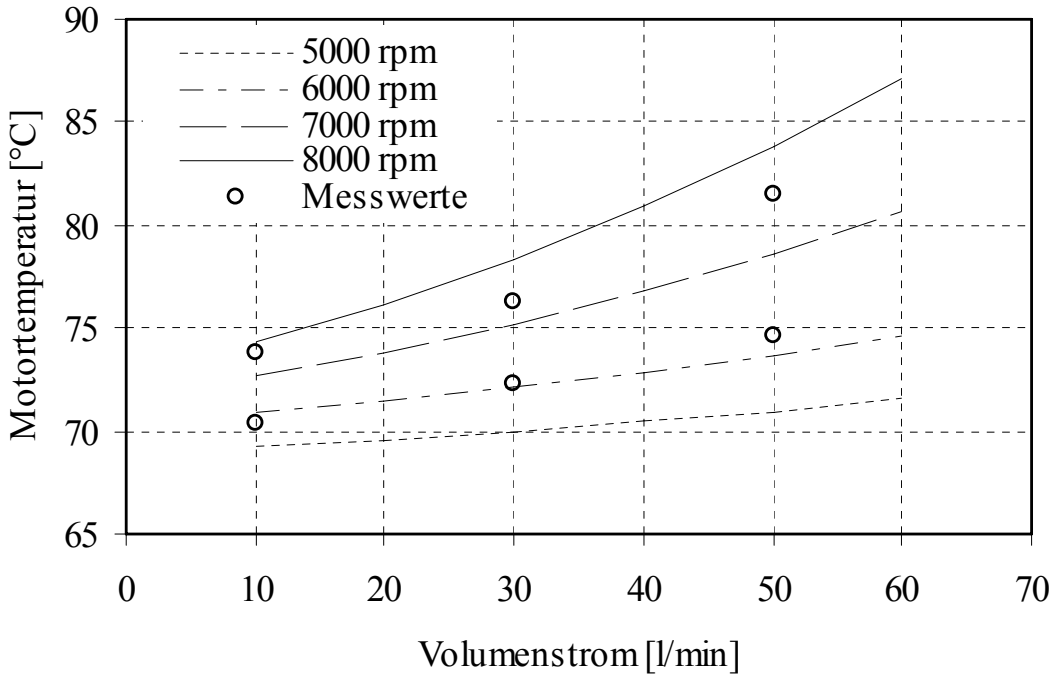


Abbildung 4.29 Motortemperaturen an der Sensorplatine bei Zapfenkühlung.
Betriebspunkt: 150°C Medientemperatur, 13°C Kühlwassertemperatur, 30°C Umgebungstemperatur

Kühlmantel

Um die Wärmetauschfläche zwischen dem kühlenden Wasser und dem Motor zu vergrössern, wird der Motor in ein Gehäuse eingebaut, das mit schlangenförmig verlegten Kühlkanälen versetzt ist. Dieser Kühlmantel, bestehend aus dem Mantelkörper und den zwei Abschlussringen, ist in Abbildung 4.30 in Explosionsdarstellung und halbtransparenter Sichtweise dargestellt. Die Dichtungsmatten zwischen dem Mantel und den Abschlussringen sind nicht abgebildet.

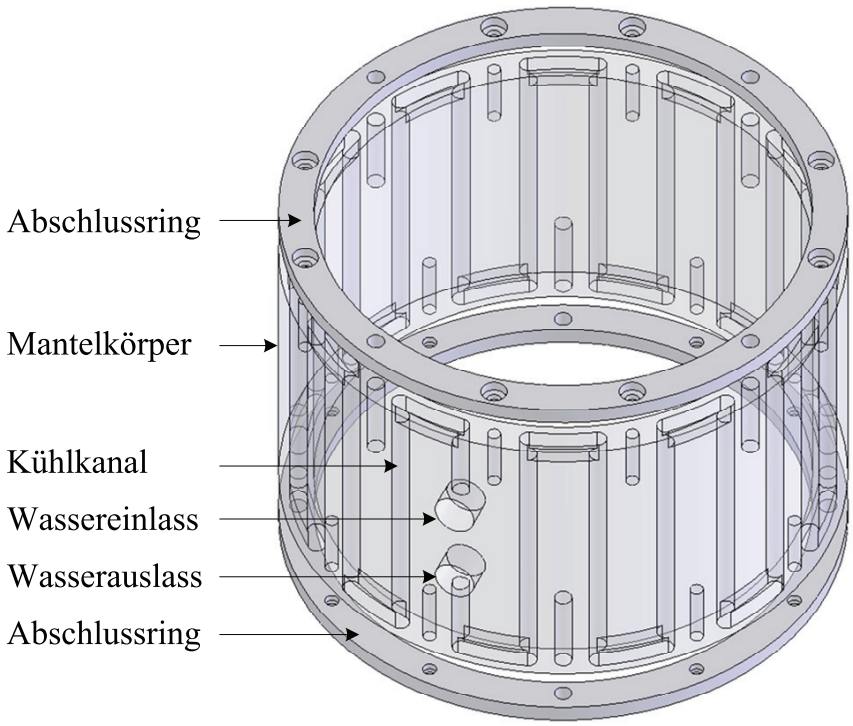


Abbildung 4.30 Aufbau des Kühlmantels

Dieser Kühlmantel weist dieselben Abmessungen wie das normale Rippengehäuse zur Luftkühlung auf, Aussendurchmesser: 129 mm, Innendurchmesser: 113 mm, Höhe: 80 mm. Die grosse Länge von 2.01 m der im Durchmesser 4 mm messenden Kühlkanälen ergibt eine grosse Wärmetauschfläche zwischen Wasser und Kühlkörper. Dies ermöglicht auch bei grösseren Kühlwasserströmen eine gute Ausnutzung des Kühlwassers, das heisst das Kühlwasser hat beim Wasserauslass fast die Temperatur des Mantels angenommen. Die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Auslasstemperatur des Wassers ist in Abbildung 4.31 für verschiedene abzufüh-

rende Leistungen und Kühlwasserströme aufgetragen. Erst bei höheren Kühlwasserströmen ist eine Differenz zwischen Mantel- und Auslasswassertemperatur zu erkennen.

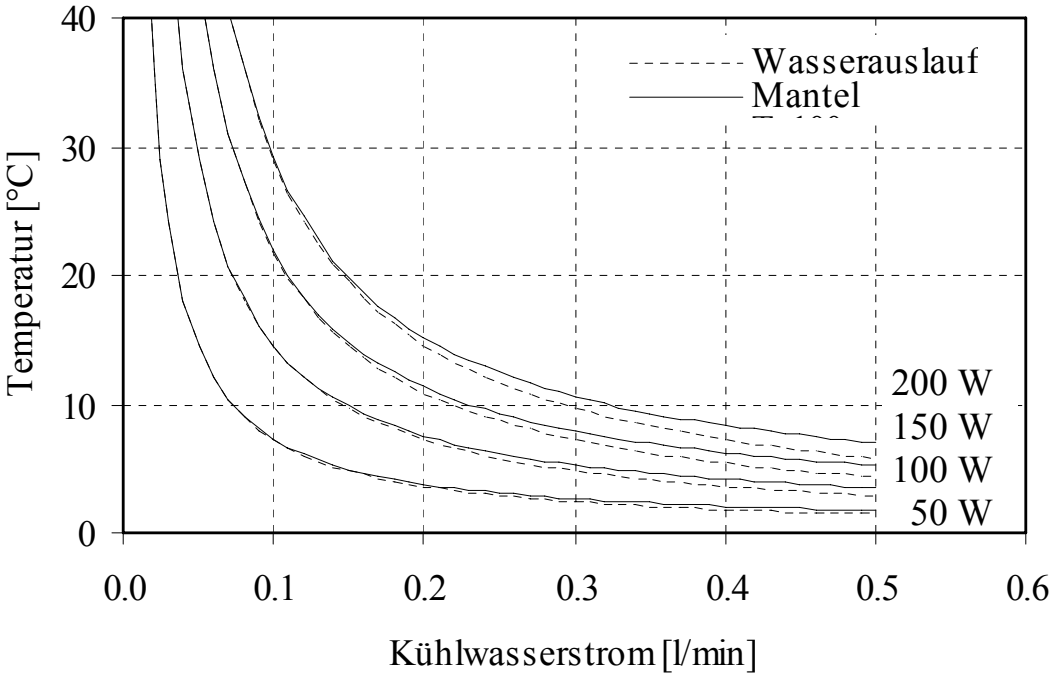


Abbildung 4.31 Erwärmung des Kühlwassers und des Mantels bei Variation des Kühlwasserstromes und der abgeführten Leistung

Eine thermische Simulation dieses Kühlmantels ist bereits in Kapitel 4.2 wiedergegeben, wo auch die Zunahme der Wassertemperatur über den Verlauf der Kühlkanäle abgebildet ist. Die Finite-Elemente-Simulation der gesamten Pumpe mit der Mantelkühlung, Abbildung 4.32, zeigt eine homogene Temperaturverteilung im Motor. Die Wiedergabe des Wärmeflusses im Motor veranschaulicht, wie die Klauen am heissen Pumpenkopf aufgeheizt werden, die Wärme in den Motor leiten und die gesamte Abwärme des Motors über die Spulen an den Kühlmantel abfliesst. Die Wirkung der Kühlung mit diesem wasserdurchströmten Mantel ist sehr gut. Die Pumpe kann mit 150°C heissem Fördermedium im ganzen Betriebsbereich gefahren werden, ohne dass die Bauteile auf der Sensorplatine im Motor zu heiss werden, sprich sich über 90°C erwärmen. Die Temperatur der Sensorplatine bleibt sogar immer unterhalb von 80°C. Das thermische Widerstandsmodell zeigt Temperaturwerte, die wenig mit den Messwerten differieren.

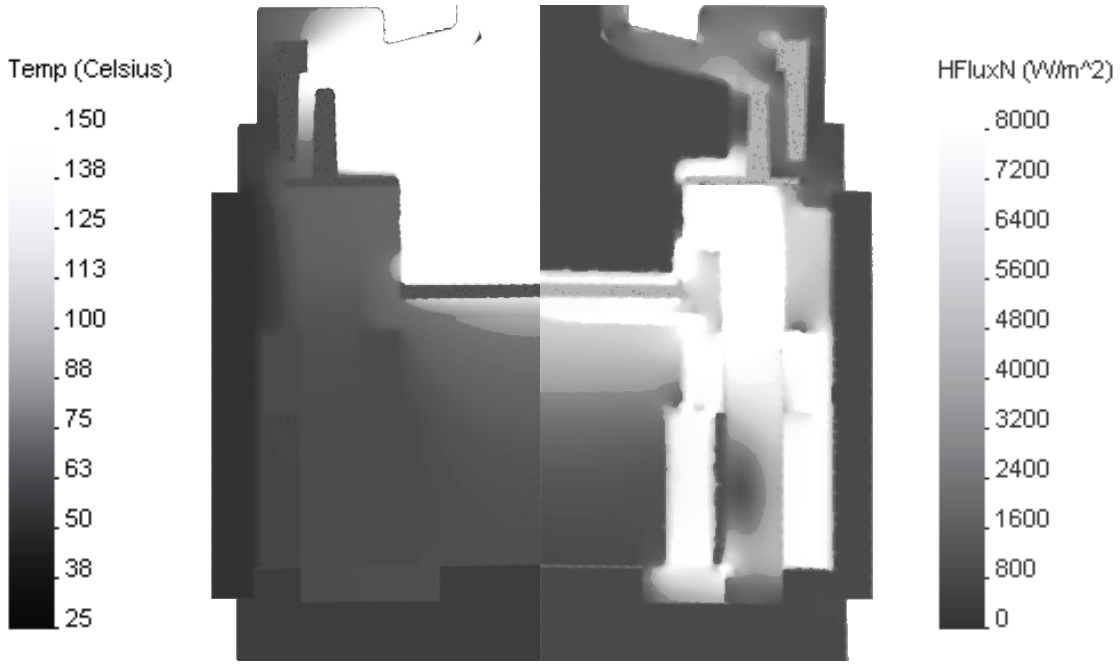


Abbildung 4.32 Temperatur- und Wärmeflussverteilung im Motor bei Kühlung mit Wassermantel
Betriebspunkt: 150°C Medientemperatur, 25°C Lufttemperatur, 25 W Verlustleistung im Motor

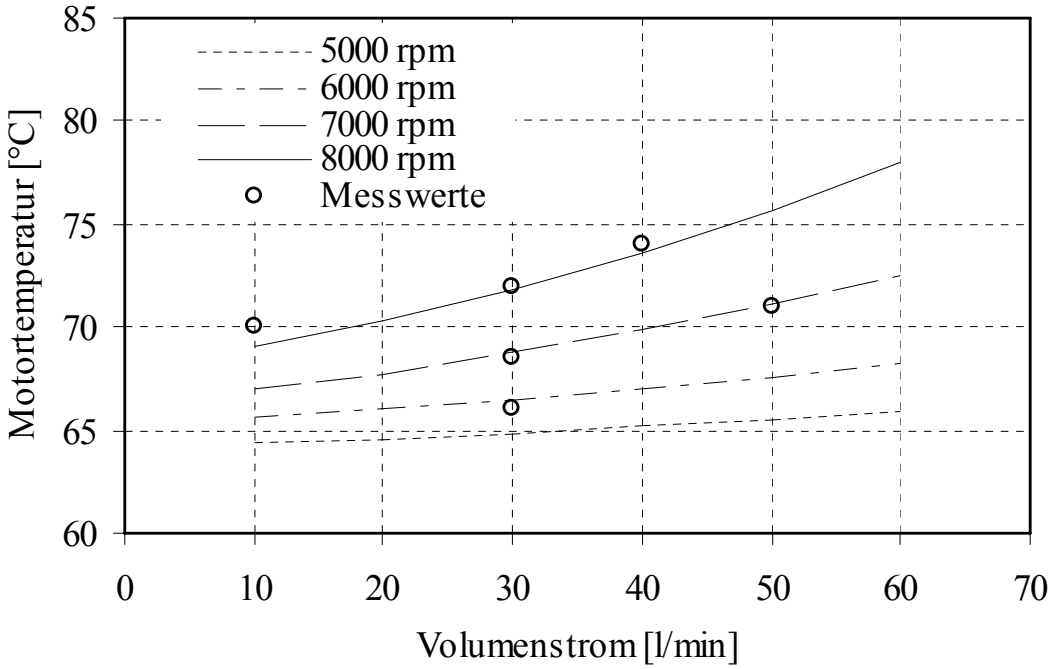


Abbildung 4.33 Temperaturen an der Sensorplatine bei Mantelkühlung.
Betriebspunkt: 150°C Medientemperatur, 13°C Kühlwassertemperatur, 30°C Umgebungstemperatur

4.5 Bewertung

Die vorgestellten Kühlkonzepte, um den Einsatzbereich der lagerlosen Pumpe auf Anwendungen mit hohen Medientemperaturen auszudehnen, weisen unterschiedliche Vor- und Nachteile auf. Die passive natürliche Konvektionskühlung lässt auch bei Gehäusen mit optimierten Finnengeometrien keinen Betrieb mit hohen Medientemperaturen zu. Eine forcierte Luftkühlung lässt die Temperaturen der Sensorplatine nur bei geringer Motorleistung im zulässigen Bereich. Erst eine erzwungene Luftkühlung mit aus einem Wirbelrohr erzeugter kalter Luft ermöglicht einen Betrieb in diesem Einsatzgebiet. Diese Methode birgt den Nachteil eines grossen Druckluftverbrauchs in sich, der mit dementsprechend hohem Energieaufwand bezahlt werden muss. Die mit Wasser arbeitenden Kühlmethoden weisen eine grössere Leistungsfähigkeit auf und halten den Motor auch bei grosser hydraulisch erbrachter Leistung unterhalb kritischer Temperaturen. In Tabelle 4.8 sind die Vor- und Nachteile der Kühlmethoden zusammengefasst und bewertet.

Kriterium	Passiv	Druck-luft	Wirbel-rohr	Zapfen	Mantel
Aufwand	++	+	0	+	+
Möglichkeit zur optionalen Verwendung		++	++	–	--
Energieverbrauch	++	0	–	+	+
geeignet für Anwendung mit 150°C Medium	--	–-	+	+	++

++ gut + brauchbar 0 neutral – schlecht -- sehr schlecht

Tabelle 4.8 Bewertungstabelle der Kühlmethoden

4.6 Isolationssysteme

Die Temperatur eines Bauteils im stationären Zustand stellt sich durch die Wärmewiderstände zu den Wärmequellen und –senken ein. Indem durch Kühlung entweder die Temperatur oder der Wärmeübergangswiderstand zur Wärmesenke verringert wird, erwärmt sich das Bauteil weniger stark. Die Alternative wäre eine thermische Isolation des Bauteils von der Wärmequelle, so dass es sich ebenfalls weniger erwärmt. Inwieweit lässt sich dieses Prinzip bei der lagerlosen Pumpe anwenden?

Entscheidend für den Betrieb der Pumpe ist die Temperatur an der Sensorplatine. Damit sie sich weniger erwärmt, müsste sie von warmen Motorkomponenten in ihrer Umgebung isoliert werden. Dies sind der Pumpenkopf mit dem heissen Fördermedium, die Lagerspulen und die Eisenklauen.

Eine Isolation kann ihre Wirkung nur entfalten, wenn ein Weg zur Wärmeableitung unisoliert bleibt. Ist ein Bauteil wie in Abbildung 4.34 links vollständig von einer Wärmequelle umgeben, kann eine Isolation nur die thermischen Zeitkonstanten beeinflussen, das Bauteil erwärmt sich weniger rasch, nimmt aber dennoch die Temperatur der Wärmequelle an. Eine Isolation eines Bauteils ist nur dann sinnvoll, wenn eine Verbindung zu einer Wärmesenke besteht, wodurch das Bauteil die aufgenommene Wärmeenergie wieder abgeben kann und sich somit nur leicht erwärmt.

Abbildung 4.34 Wirkungsweise einer Isolation:
linkes Bild: Wirkungslose Isolationsanordnung
rechtes Bild: Wirkungsvolle Isolationsanordnung

Genau in eben erwähntem Sachverhalt liegt die Schwierigkeit bei Isolationen bezogen auf die lagerlose Pumpe. Die vor Erwärmung zu schützende Sensorplatine ist umgeben von heissen Motorkomponenten. Für ein Anbringen einer Isolationsschicht kommen einige Stellen im Motor in Frage,

diese Punkte sind in Abbildung 4.35 in einem Schnittbild des Motors eingetragen.

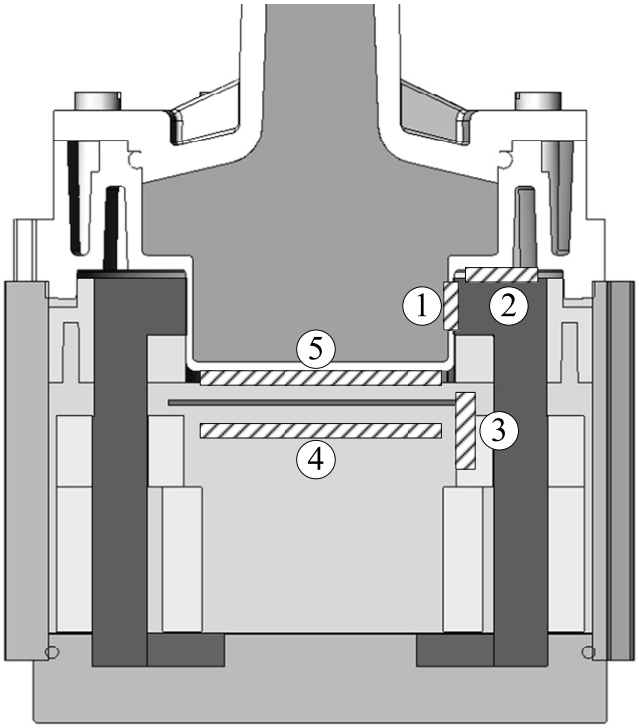


Abbildung 4.35 Mögliche Isolationsstellen im Motor

1. Isolierung zwischen Pumpenkopf und Stirnseite der Eisenklaue

   Eine Isolation an dieser Stelle ist effizient, sie vermindert die Erwärmung der Eisenklaue und deren Wärmeleitung ins Motorinnere. Die an der Eisenklaue anliegende Wand des Pumpenkopfes weist eine Dicke von 1.4 mm auf und ist aus einem Fluorpolymer gefertigt, dessen Wärmeleitfähigkeit bei etwa 0.2 W/m^2K liegt. Eine gewisse Isolation ist also gegeben, eine weitere ist wünschenswert, aber fast nicht realisierbar. Eine Isolation benötigt Raum und genau dieser ist an dieser Stelle nicht gegeben. Um Platz zu schaffen müsste die Eisenklaue kürzer ausfallen mit der negativen Folge einer Vergrösserung des Luftspaltes im magnetischen Kreis.

2. Isolierung zwischen Pumpenkopf und Oberseite der Eisenklaue

   Die Wirkung einer solchen Isolation ist aus zwei Gründen nicht besonders hoch. Erstens wird die Eisenklaue bereits an der Stelle 1 aufgewärmt und ist hier schon warm, Zweitens liegt zwischen Pumpenkopf

und Oberseite der Klaue ein isolierender Luftspalt und von einer Massnahme zur Isolation muss eine Verbesserung der bereits erreichten Isolationsgüte erwartet werden können.

3. Isolierung zwischen Sensorplatine und Lagerspulen

   Eine Isolierung zwischen Sensorplatine und Lagerspulen ist nur dann sinnvoll, wenn die Spule wärmer ist als die Platine. Dies ist nur bei kaltem Fördermedium gegeben. Im umgekehrten Fall sperrt eine Isolierung die Wärmeabgabe der Platine über die Spule ans Gehäuse.

4. Isolierung zwischen Sensorplatine und Motorzentrum

   Eine Isolierung unterhalb der Sensorplatine gegen den Motor ist wieder nur bei kaltem Fördermedium sinnvoll um die Platine gegen den speziell bei hohen Drehzahlen stark erwärmten Eisenrückschluss abzuschirmen. Bei heissem Pumpmedium verhindert sie die Wärmeableitung der Sensorplatine.

5. Isolierung zwischen Sensorplatine und Pumpenkopf

   Eine Isolierung der Oberseite der Sensorplatine gegenüber dem Pumpenkopf ist möglich, wirkt sich aber bei Anwendungen mit kaltem Fördermedium negativ auf die Kühlung des Motors aus. Bei Betrieb mit heissem Pumpmedium sind keine negativen Effekte zu erwarten. Die Isolation muss allerdings dünn ausfallen um den knappen Platzverhältnissen Rechnung zu tragen.

Die einzig realisierbare Isolation ist demzufolge eine Scheibe aus wärmedämmendem Material zwischen Pumpenkopf und Motor.

Die Wirkung einer solchen Isolation ist bei einem Motor mit wasserdurchflossenen Kühlzapfen erwartungsgemäss am grössten, weil hier der Quotient der thermischen Widerstände von oben und unterhalb der Sensorplatine am stärksten beeinflusst wird. Eine Scheibe aus 2 mm dicken aus Glasfasermatte bestehenden *Thermatex* 500 Isolation mit einer Wärmeleitfähigkeit von $\lambda = 0.07$ W/m K kann so die Temperatur der Sensorplatine um bis zu 10°C senken. Der Effekt ist allerdings nicht so gross, da an dieser Stelle bereits ein kleiner Luftspalt vorhanden ist.

Kapitel 5

Sensorkonzepte

Eine Alternative zur Kühlung des lagerlosen Motors beim Einsatz mit heissen Fördermedien ist die Konstruktion eines hitzeunempfindlichen Motors. Dabei sind die Komponenten der Sensorik zur Erfassung der Rotorposition besonders zu beachten. Zwei Möglichkeiten stehen zur Diskussion: Eine temperaturresistente Sensorelektronik oder die Elektronik komplett aus dem Motor verbannen.

5.1 Temperaturstabile Sensorelektronik

Zur magnetischen Lagerung des diametral magnetisierten Rotors müssen seine aktuelle radiale Position und seine Winkellage bekannt sein.

Die radiale Position des Rotors wird mit Wirbelstromsensoren erfasst. Der angeregte Schwingkreis, bestehend aus einer Wirbelstromspule und einem Kondensator, ändert seine Amplitude und Phasenlage in Abhängigkeit der Distanz zu der leitenden Oberfläche des Rotormagneten. Für die Positionsbestimmung in Richtung der *x*- und *y*-Achse werden je zwei Schwingkreissysteme verwendet.

Die Winkellage des Rotormagneten wird über im Magnetfeld liegende Hallsensoren gemessen. Für jede Achsrichtung in der *xy*-Ebene werden die Signale von zwei Hallsensoren ausgewertet, so sind nicht nur die Magnetisierungsachse, sondern auch die Richtung bekannt.

Die Signale der Wirbelstrom- und Hallsensoren werden direkt im Motor aufbereitet. Durch die Verwendung von geeigneten Komponenten der Aufbereitungselektronik kann ein Einfluss der Elektroniktemperatur auf die Signale weitestgehend vermieden werden. Das Grundproblem der Stressbelastung der Elektronikbauteile durch die hohen Betriebstemperaturen und vor allem die kritischen und bedingt durch thermische Ausdehnung belasteten Verbindungsstellen zwischen Bauteil und Platine bleiben bestehen. Die Lösung für einen ohne Kühlung zu betreibenden Motor kann demnach nur ein Aufbau ohne motorinterne Elektronik sein.

5.2 Sensorloser Scheibenläufermotor

Die Bezeichnung sensorloser Scheibenläufermotor beschreibt einen Motor, der ohne die zur Winkelbestimmung des Rotors eingesetzten Hallsensoren auskommt. Ziel des Weglassens der Hallsensoren ist ein Motoraufbau, bei dem keinerlei Elektronik im Motor untergebracht ist. Der Motor läuft dennoch nicht ganz sensorlos, denn die zur radialen Positionsmessung verantwortlichen Wirbelstromsensoren verbleiben weiterhin im Motor. Der Einbauort dieser Wirbelstromsensoren befindet sich sehr nahe am mit heisser Flüssigkeit gefülltem Pumpenkopf, wo sie auch bei gekühltem Motor heiss werden. Da die Wirbelstromsensoren nur kleine Kupferspulen sind, zeigen sie kein temperaturkritisches Verhalten.

Durch das Weglassen der Hallsensoren fehlt die Information des Rotorwinkels, dieser ist aber für den Betrieb des Magnetlagers erforderlich. Daher muss eine Methode gefunden werden, wie diese Grösse aus anderen Motorparametern berechnet werden kann.

5.2.1 Berechnung des Rotorwinkels

Der drehende Magnet induziert in den Wicklungen des zweiphasigen Antriebssystems eine Spannung, die innere Spannung, auch bezeichnet mit elektromotorischer Kraft (EMK). Bei konstanter Drehzahl ist diese induzierte Spannung sinusförmig und aus den Spannungen beider Antriebsphasen kann der Winkel des Rotors berechnet werden. Da die innere Motorspannung nirgends direkt abgegriffen werden kann, muss sie aus anderen bekannten Grössen im Antriebssystem berechnet werden. Das vollständige Ersatzschaltbild einer Synchronmaschine in Vollpolausführung, wie in

Abbildung 5.1, enthält den ohmschen Widerstand R_A der Wicklung, die Streu- $L_{\sigma A}$ und die Hauptinduktivität L_{hA}, sowie die von der Rotorflusswelle induzierte Spannung E_{iRA}. Die Klemmspannung U_{SA} und der Strom I_{SA} sind von aussen zugänglich und sind bekannt oder können gemessen werden [Neub97].

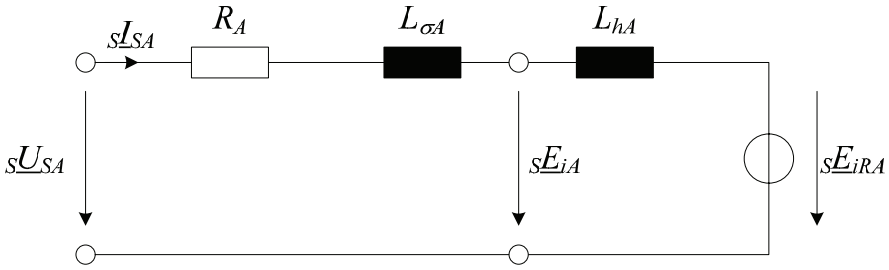


Abbildung 5.1 Einphasiges Ersatzschaltbild der permanenterregten Synchronmaschine

Die Maschengleichung im Statorkoordinatensystem, bezeichnet durch vorangestelltes tiefgestelltes *S*, beschreibt die Synchronmaschine im zweiphasigen *dq*-System:

$$ {}_S\underline{U}_{SA} = {}_S\underline{I}_{SA} R_A + \frac{d\,{}_S\underline{I}_{SA}}{dt} L_{\sigma A} + {}_S\underline{E}_{iA} \tag{5.1}$$

Die Klemmenspannung wird durch den Leistungssteller vorgegeben und ist daher bekannt. Der Phasenstrom wird zur Stromregelung gemessen, so ist es möglich die innere Spannung zu berechnen und daraus auf den Rotorwinkel zu schliessen.

Bei dieser Methode der Winkelbestimmung muss die zeitliche Ableitung der Phasenströme berechnet werden, um auf die induzierte Spannung zu schliessen. Die Phasenströme werden analog gemessen und anschliessend digitalisiert. Es hat sich gezeigt, dass die Implementierung eines Differentiators in der Software zur Motorsteuerung nicht praktikabel ist, da die Ableitung dieses diskreten digitalen Stromsignals vor allem bei kleinen Strömen stark störungsbehaftet ist und keine sinnvolle Bestimmung der induzierten Spannung zulässt.

Mit einer Winkelrechnung im Koordinatensystem des Rotors lässt sich dieses Problem der Ableitung des Stromes umgehen, deshalb wird die Maschengleichung der Synchronmaschine aus Gleichung (5.1) ins *dq*-Feldkoordinatensystem transformiert.

Die in Kapitel 2.1.1 beschriebene Drehtransformation vom Stator- ins Feldkoordinatensystem kann zur einfacheren Rechnung im komplexen Raum auch als *e*-Funktion dargestellt werden:

$$ {}_{FS}\boldsymbol{R}(\gamma) = \begin{bmatrix} \cos\gamma & \sin\gamma \\ -\sin\gamma & \cos\gamma \end{bmatrix} = e^{-j\omega t} = e^{-j\gamma} \tag{5.2} $$

Die Transformation der Ableitung des Stromes vom Stator- ins Rotorsystem ergibt nach kurzer Zwischenrechnung:

$$ \frac{d\,{}_{S}\underline{I}_{SA}}{dt} e^{-j\gamma} = \frac{d\,{}_{F}\underline{I}_{SA}}{dt} + j\dot{\gamma}\,{}_{F}\underline{I}_{SA} \tag{5.3} $$

Die innere Spannung E_{iA} der Synchronmaschine entspricht der zeitlichen Ableitung des verketteten Flusses:

$$ {}_{S}\underline{E}_{iA} = \frac{d\,{}_{S}\underline{\Psi}_{SA}}{dt} \tag{5.4} $$

$$ \frac{d\,{}_{S}\underline{\Psi}_{SA}}{dt} e^{-j\gamma} = \frac{d\,{}_{F}\underline{\Psi}_{SA}}{dt} + j\dot{\gamma}\,{}_{F}\underline{\Psi}_{SA} \tag{5.5} $$

Somit ergibt sich die Maschengleichung im *dq*-Rotorkoordinatensystem:

$$ {}_{F}\underline{U}_{SA} = {}_{F}\underline{I}_{SA}R_{A} + \left(\frac{d\,{}_{F}\underline{I}_{SA}}{dt} + j\dot{\gamma}\,{}_{F}\underline{I}_{SA} \right) L_{\sigma A} + \frac{d\,{}_{F}\underline{\Psi}_{SA}}{dt} + j\dot{\gamma}\,{}_{F}\underline{\Psi}_{SA} \tag{5.6} $$

Wird nun der verkettete Fluss im Rotorsystem aus dem Anteil der Hauptinduktivität und dem vom Permanentmagneten erzeugten Fluss dargestellt

$$ {}_{F}\underline{\Psi}_{SA} = {}_{F}\underline{I}_{SA}\,L_{hA} + {}_{F}\underline{\Psi}_{PM} \qquad {}_{F}\underline{\Psi}_{PM} = \begin{bmatrix} \Psi_{PM} \\ 0 \end{bmatrix} \tag{5.7} $$

und in der Maschengleichung eingesetzt, erhält man:

$$ \begin{aligned} {}_{F}\underline{U}_{SA} = {}_{F}\underline{I}_{SA}R_{A} + \left(\frac{d\,{}_{F}\underline{I}_{SA}}{dt} + j\dot{\gamma}\,{}_{F}\underline{I}_{SA} \right) L_{\sigma A} + \\ \frac{d\,{}_{F}\underline{I}_{SA}}{dt} L_{hA} + \frac{d\,{}_{F}\underline{\Psi}_{PM}}{dt} + j\dot{\gamma}\left({}_{F}\underline{I}_{SA}\,L_{hA} + {}_{F}\underline{\Psi}_{PM} \right) \end{aligned} \tag{5.8} $$

Der Strom wird im Rotorsystem dank der feldorientierten Regelung zu einem Gleichstrom in *q*-Richtung, dessen Ableitung bei konstanter Last Null ist. Ebenso verschwindet die zeitliche Ableitung des vom Permanentmagneten erzeugten Flusses:

$$\frac{d\,{}_F\underline{I}_{SA}}{dt} = 0, \qquad \frac{d\,{}_F\underline{\Psi}_{PM}}{dt} = 0 \qquad \text{und} \qquad \dot{\gamma} = \omega \tag{5.9}$$

Somit lautet die Maschengleichung der Synchronmaschine im Rotorsystem:

$${}_F\underline{U}_{SA} = {}_F\underline{I}_{SA}R_A + j\omega\,{}_F\underline{I}_{SA}\left(L_{\sigma A} + L_{hA}\right) + \underbrace{j\omega\,{}_F\underline{\Psi}_{PM}}_{U_{ind}} \tag{5.10}$$

Dabei ist zu erkennen, dass die Klemmenspannung aus der Summe der Spannungsabfälle über den resistiven und induktiven Anteilen der Wicklung und der durch den Fluss des Permanentmagneten proportional zur Drehzahl erzeugten induzierten Spannung ist. In Abbildung 5.2 ist das komplexe Zeigerdiagramm der Synchronmaschine bei feldorientierter Regelung im Rotorsystem wiedergegeben, der Winkel ϑ beschreibt den Differenzwinkel zwischen Polradspannung und Klemmenspannung:

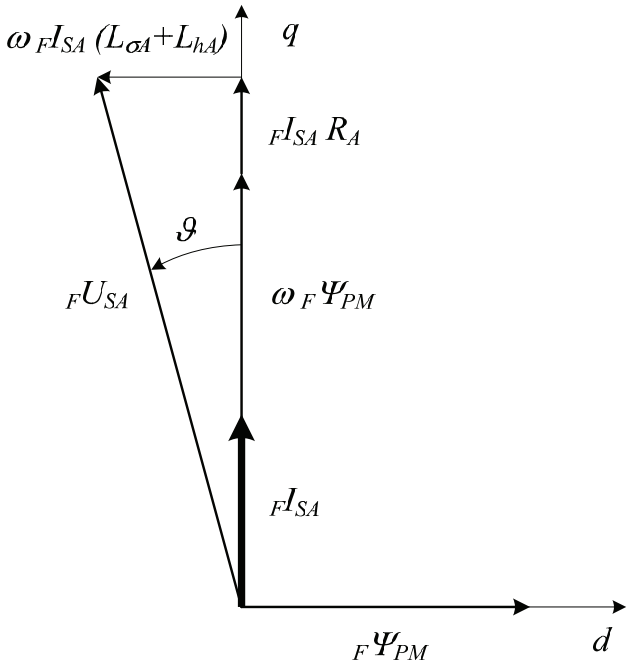


Abbildung 5.2 Zeigerdiagramm der Ständerspannungsgleichung im feldorientierten *dq*-Rotorkoordinatensystem

Die Berechnung des Rotorwinkels setzt sich nun aus zwei Schritten zusammen. Zuerst wird anhand der Klemmenspannungen im Statorsystem ein Grundwinkel ξ berechnet

$$\zeta = \arctan \frac{{}_S U_{SAb}}{{}_S U_{SAa}} \tag{5.11}$$

und anschliessend wird der lastabhängige Differenzwinkel ϑ (Polradwinkel) zwischen Rotor und Klemmenspannung nach dem Zeigerdiagramm berechnet:

$$\vartheta = \arcsin \frac{\omega_F \underline{I}_{SA} \left(L_{\sigma A} + L_{hA} \right)}{{}_F U_{SA}} \tag{5.12}$$

Bei der Bestimmung des Differenzwinkels ϑ sind weitere Vereinfachungen möglich. Der resistive Spannungsanteil in der Maschengleichung fällt durch die niederohmige Wicklung und durch die eher geringen Ströme so klein aus, dass er vernachlässigt werden kann. Somit ist der Differenzwinkel nur noch vom Strom abhängig und ist einfach bestimmbar.

$$\vartheta = \arctan \frac{\omega_F \underline{I}_{SA} \left(L_{\sigma A} + L_{hA} \right)}{\omega_F \underline{\Psi}_{PM}} = \arctan \frac{\underline{I}_{SA} \left(L_{\sigma A} + L_{hA} \right)}{{}_F \underline{\Psi}_{PM}} \tag{5.13}$$

Der aktuelle Rotorwinkel setzt sich nun aus dem Grundwinkel und dem Differenzwinkel, auch genannt Polradwinkel, zusammen:

$$\gamma = \zeta + \vartheta \tag{5.14}$$

5.2.2 Konsequenzen der Winkelberechnung

Das Ersetzen der Hallsensoren durch die Winkelberechnung wirkt sich auch auf andere Betriebszustände des lagerlosen Motors aus und muss mit erhöhtem Softwareaufwand kompensiert werden.

Startwinkel unbekannt

Beim Starten des lagerlosen Motors „klebt“ der Rotor an einer unbekannten Stelle am Rand des Gehäuses und seine Magnetisierungsachse und -richtung sind unbestimmt. Ein Einschalten des Magnetlagers ist nicht mög-

lich. Entweder muss zuerst die Winkellage des Rotors bestimmt werden oder der Rotor wird in eine definierte Position gebracht.

Der Rotor kann mit Hilfe eines starken Magnetisierungsstromes ausgerichtet werden. Die vom Magnetisierungsstrom erzeugten Kräfte „spannen“ den Magneten ein und er richtet sich parallel zum angelegten Feld aus. Wird das Feld des Magnetisierungsstromes einmal um die *z*-Achse gedreht, kann davon ausgegangen werden, dass der Rotor vom Feld mitgerissen wird und jetzt eine bekannte Winkellage aufweist.

Diese Ausrichtungsmethode funktioniert einwandfrei, steht aber der Idee der Magnetlagerung diametral gegenüber, denn der Rotor schleift im schlechtesten Fall über eine Drehung von 360° an der Gehäusewand entlang. Bei einer Pumpe für hochreine Prozessflüssigkeiten der Halbleiterindustrie kann das partikelgenerierende Schleifen des Impellers am Pumpenkopf nicht akzeptiert werden. Daher muss die Winkellage des Rotors bestimmt werden bevor er sich bewegt.

Bei abgeschaltetem Magnetlager haftet der Magnet immer mit einem Pol an der Wand des Pumpenkopfes. Mit Hilfe der Positionssensorik kann die Auslenkung des Rotors aus der Mittelposition bestimmt werden und mit dem Wissen, dass ein Magnetpol die Kontaktstelle am Rand bildet, kann der Winkel der Magnetisierungsachse berechnet werden. In Abbildung 5.3 ist dieser Sachverhalt übertrieben dargestellt. Der Winkel γ der Magnetisierungsachse bestimmt sich zu:

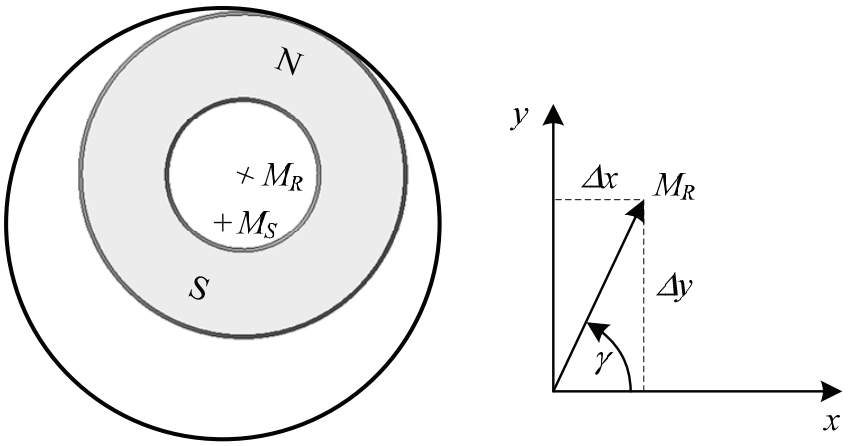


Abbildung 5.3 Winkelbestimmung des Rotor vor dem Aufstarten

$$\gamma = \arctan \frac{\Delta y}{\Delta x} \tag{5.15}$$

Nun ist der Winkel zwar bekannt, aber es ist noch immer ungewiss, mit welchem Pol der Magnet am Rand haftet. Die Polfrage wird geklärt, indem die in Abbildung 5.4 skizzierten Prozessschritte durchlaufen werden. Nach der Bestimmung des Winkels wird die Sollposition des PID-Positionsreglers auf der Winkelachse des Magneten aber ausserhalb des möglichen Positionsbereiches des Rotors gesetzt.

Nun müssen zwei Fälle unterschieden werden:

- Fall 1: Der Magnet haftet so am Rand, dass der berechnete Winkel und die Magnetisierungsrichtung übereinstimmen.
- Fall 2: Der Magnet liegt um 180° verdreht zum bestimmten Winkel.

Wird in Fall 1 der Positionsregler eingeschaltet, versucht das Magnetlager den Rotor an die nicht erreichbare Sollposition zu bringen und drückt ihn gegen den Rand. Der Rotor bewegt sich nicht.

Liegt Fall 2 vor wirkt beim Einschalten des Magnetlagers eine Kraft auf den Rotor und bewegt ihn von der ausserhalb liegenden Sollposition weg. Diese Bewegung wird detektiert, der Wert des Lagewinkels wird um 180° korrigiert und die Sollposition des Reglers in die Mitte verschoben. Der ganze Ablauf muss so schnell vonstatten gehen, dass die unkontrollierte Bewegung des Rotors abgefangen wird bevor er auf der anderen Seite den Rand berührt.

In beiden Fällen schwebt der Rotor nach Ablauf dieses Aufstartvorganges. Wird der Rotor in Luft betrieben ist bei dieser Methode des Aufstartens die Wahl der Parameter zur Detektion der Rotorbewegung heikel, da keinerlei Dämpfung auf den Rotor wirkt. Liegt der Rotor in einer Flüssigkeit, wie es bei einer Pumpe nahe liegend ist, sorgt die den Rotor umgebende Flüssigkeit für gute Dämpfungswerte und vereinfacht die Abstimmung des Aufstartvorgangs wesentlich.

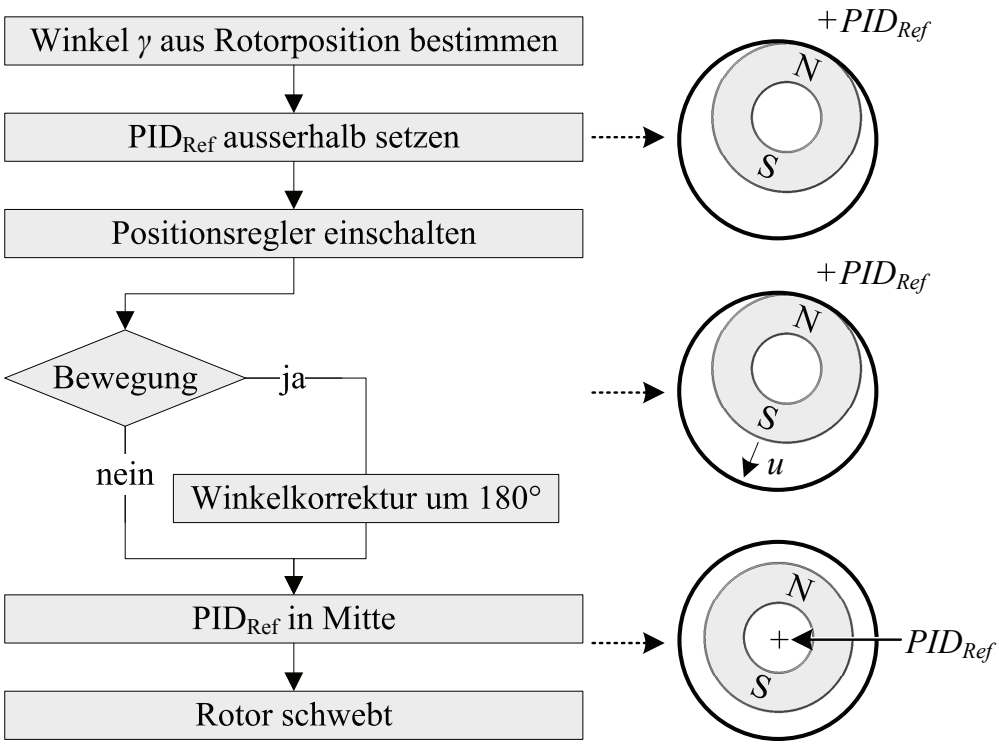


Abbildung 5.4 Ablaufdiagramm des Aufstartvorgangs

Langsame Drehung

Die Berechnung des Rotorwinkels über die induzierte innere Spannung der Synchronmaschine funktioniert natürlich nur bei einer Drehung des Rotors. Da die Amplitude dieser Spannung proportional zur Drehzahl ansteigt, liegen ihre Werte bei niedrigen Rotordrehzahlen sehr tief und lassen eine genügend genaue Winkelberechnung nicht zu. Deshalb wird der Rotor in einem gesteuerten Modus auf eine Mindestdrehzahl hochgefahren.

Gesteuert heisst in diesem Fall, dass der Rotor mit einem Magnetisierungsstrom eingespannt wird. Durch die Drehung des Magnetisierungsstromes rotiert der Rotor mit sehr geringer Winkelabweichung mit. Dieses Prinzip funktioniert gut, da das auf den Rotor wirkende Lastmoment in einer Kreiselpumpe bei niedrigen Drehzahlen sehr gering ist. Hat der Rotor die Mindestdrehzahl erreicht, in diesem Fall 1500 rpm, wird vom gesteuerten Modus in den Winkelberechnungsmodus umgeschaltet. Der Abschaltvorgang läuft analog ab, bei 1500 rpm wird in den gesteuerten Modus geschaltet, die Drehzahl auf Null reduziert und der Rotor wird sanft am Rand abgesetzt.

Lastsprünge

Die Berechnung des Rotorwinkels anhand der Summe aus Grundwinkel und Differenzwinkel funktioniert nur im Bereich des aktuellen Arbeitspunktes des Winkels. Das heisst, der Rotorwinkel muss beim erstmaligen Berechnen des Winkels bekannt sein, dies ist durch das gesteuerte Hochfahren gegeben. Dies hat zur Folge, dass bei grossen Lastsprüngen die Winkelberechnung ausser Tritt fällt und das Magnetlager wird instabil.

Schlagartige Änderungen des Flüssigkeitsstromes durch plötzliches Schliessen oder Öffnen eines Ventils im Flüssigkeitskreislauf lösen bei Kreiselpumpen grosse Lastsprünge aus, was in der Praxis jedoch kaum auftritt.

Axialposition

Der durch Reluktanzkräfte in axialer Richtung passiv stabilisierte Rotor wird beim Einsatz als Pumpsystem durch hydraulische Kräfte aus seiner Normallage ausgelenkt. Details zum hydraulischen Axialschub sind in Kapitel 6.2 beschrieben. Dieser hydraulische Axialschub kann den Impeller je nach Betriebspunkt und Flüssigkeitsbeschaffenheit in die positive oder negative Richtung der *z*-Achse drücken. Dies kann so weit gehen, dass der Impeller sich am Deckel des Pumpenkopfes festsaugt oder am Boden ansteht. Daher wird die Axialposition aus den Daten der Hallsensoren bestimmt und wenn nötig die Drehzahl des Rotors reduziert, um einen Kontakt zwischen Impeller und Pumpengehäuse zu vermeiden.

Bei der hier vorgestellten Methode der Magnetlagerung ohne die Winkelinformation der Hallsensoren, fallen auch die Daten der Axialposition des Rotors weg. Um trotzdem eine Aussage über die axiale Verschiebung des Rotors zu treffen, wird wieder versucht diese Information aus motorinternen bekannten Daten zu generieren. Durch die von hydraulischen Kräften verursachte Verschiebung des Rotors in *z*-Richtung wird der Luftspalt im magnetischen Kreis des lagerlosen Motors vergrössert, wie in Abbildung 5.5 gezeigt wird.

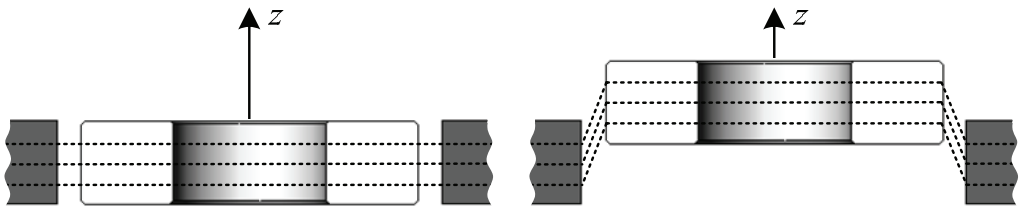


Abbildung 5.5 Axialposition des Rotors normal und ausgelenkt

Der vergrösserte Luftspalt führt zu einem verringertem Luftspaltfluss Ψ_{PM} und reduziert so die induzierte Spannung in den Antriebsspulen wie aus Gleichung (5.10) ersichtlich ist. Die Abnahme der induzierten Spannung verhält sich in diesem System annähernd proportional zur dritten Potenz der axialen Auslenkung. In Abbildung 5.6 sind die Verläufe der induzierten Spannungen in Abhängigkeit der axialen Auslenkung des Rotors für drei verschiedene Drehzahlen wiedergegeben. Diese Messungen werden mit einem antriebsseitig einphasig betriebenen Motor ausgeführt, bei dem durch eine Zusatzkonstruktion der Rotor mechanisch in einer definierten Axialposition fixiert werden kann.

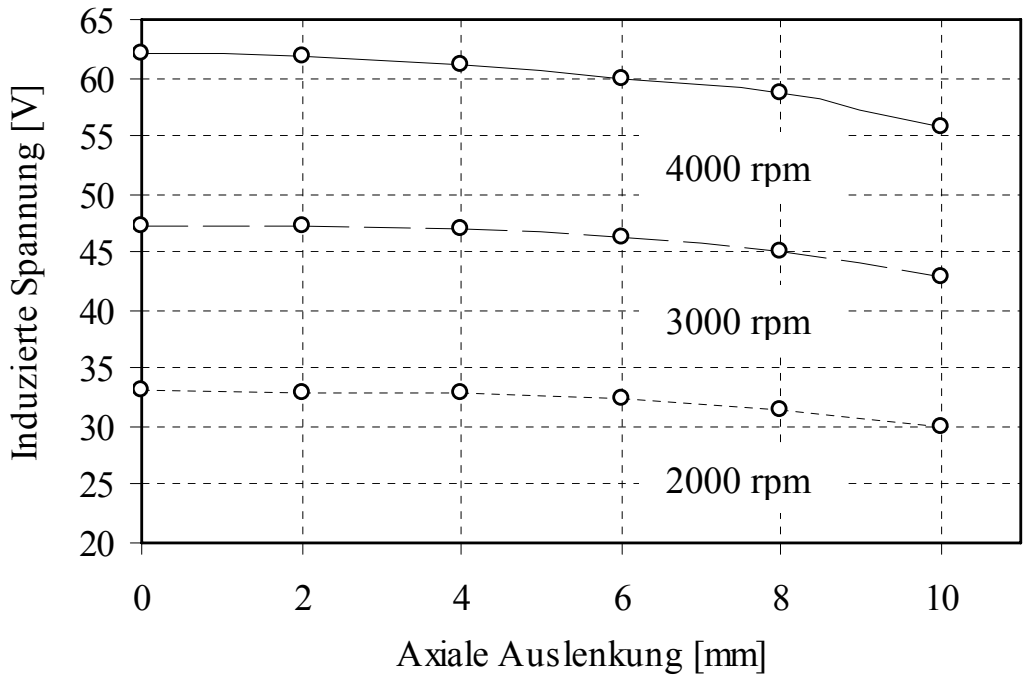


Abbildung 5.6 Induzierte Spannung als Funktion der Axialposition de Rotors

Die induzierte Spannung kann anhand des Zeigerdiagramms in Abbildung 5.2 berechnet werden. Durch einen Vergleich mit ihrem Sollwert lässt sich auf die axiale Auslenkung des Rotors schliessen. Problematisch ist die schwache Axialpositionsabhängigkeit der induzierten Spannung, die einen zuverlässigen Rückschluss auf die *z*-Position des Rotors erst bei grossen Auslenkungen ermöglicht, bei denen der Rotor schon fast den Pumpenkopf berührt.

5.2.3 Ergebnisse

Betriebsbereich

Der sensorlose Motor, der auf einem *BSM-4* Motor von *Levitronix* basiert (siehe Datenblatt im Anhang A.2), hat bei der Förderung von 150°C heissem Oel einen Betriebsbereich, der in Form einer Drosselkurve in Abbildung 5.7 ist.

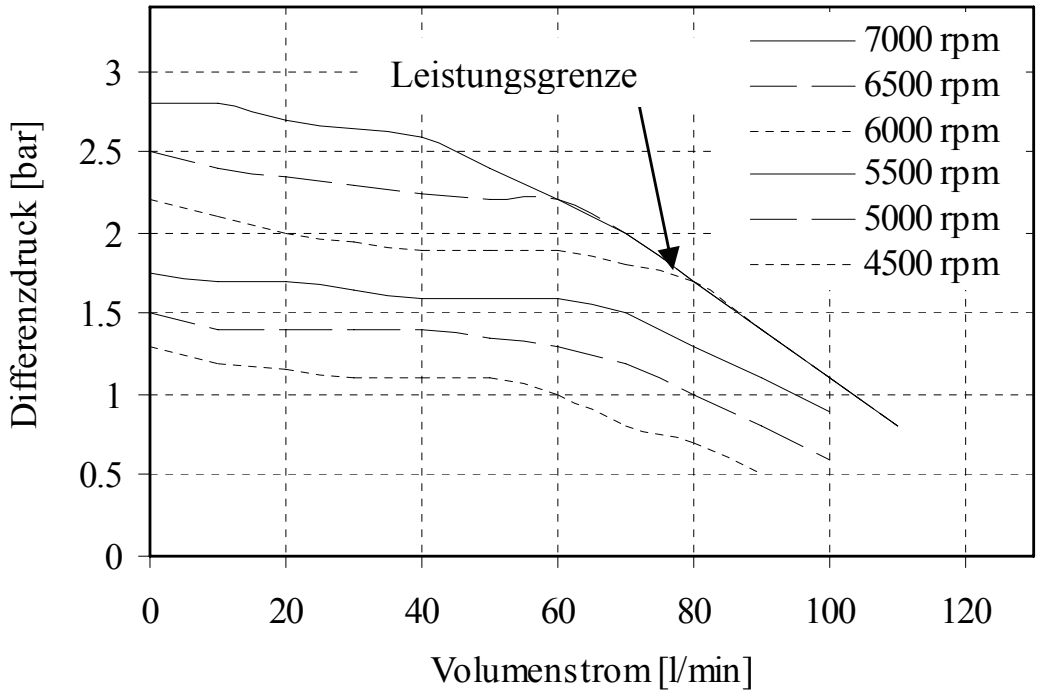


Abbildung 5.7 Drosselkurve der sensorlosen Pumpe bei Betrieb mit 150°C heissem Oel, Stoffdaten siehe Kapitel 7.1

Das Abknicken der Drosselkurven ab einem gewissen Volumenstrom wird durch die Strombegrenzung im Antrieb verursacht. Der Motor erreicht an

diesen Stellen seine Leistungsgrenze und kann das auf den Rotor wirkende Moment nicht weiter erhöhen, um die Solldrehzahl zu halten. Daher sinkt die Drehzahl und die Drosselkurven fallen für ursprünglich verschiedene Drehzahlen zusammen.

Winkelberechnung

Die Berechnung des aktuellen Rotorwinkels, zusammengesetzt aus Klemmenspannungs- und Polradwinkel, funktioniert für dieses Magnetlager hinreichend genau. Ein Vergleich zwischen dem berechneten und dem zur Referenz gemessenen Winkel zeigt die gute Genauigkeit des Winkelbestimmungsalgorithmus. In Abbildung 5.8 sind die beiden Winkel beim unter Last betriebenen lagerlosen Pumpsystem für eine Drehzahl von 7000 rpm über der Zeit aufgetragen.

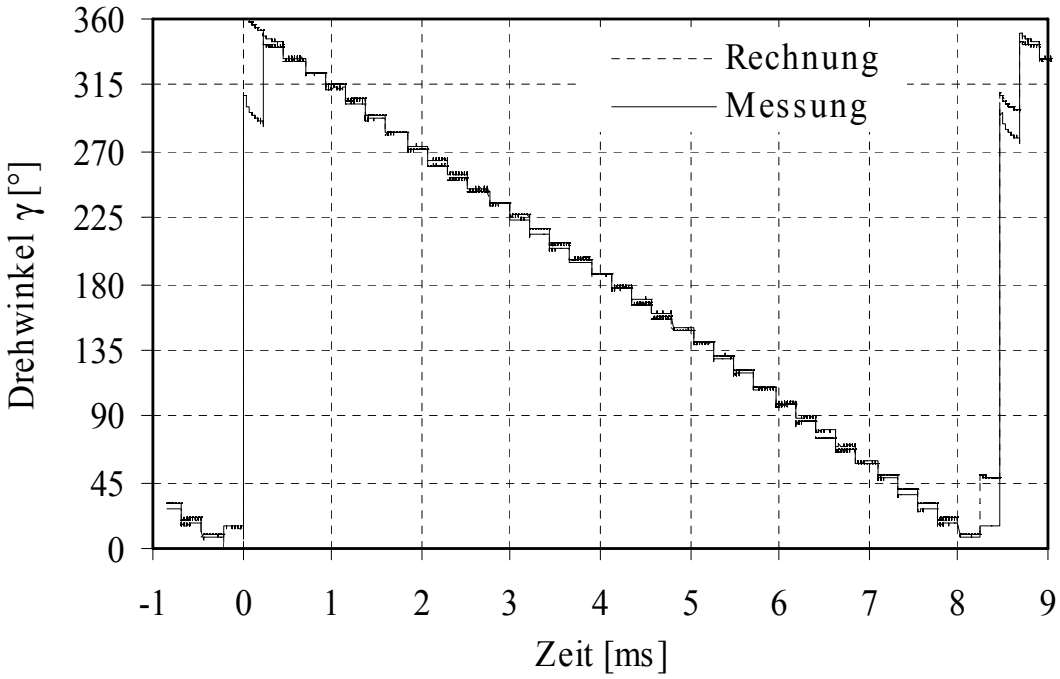


Abbildung 5.8 Vergleich zwischen berechnetem und gemessenem Rotorwinkel

Durch den vom Koordinatensystem aus gesehen rückwärts drehenden Motor nimmt der Winkel mit fortschreitender Zeit ab und zeigt dieses sägezahnförmige Bild. Die feinen Treppenstufen stammen vom Softwaretiming der ganzen Motorsteuerung, die mit einer Frequenz von 4.37 kHz ein Inter-

rupt für die Winkelberechnung ausführt. Die Effekte beim Sprung des Winkels von 0 auf 360° werden durch die Signalfilterung im Oszilloskop verursacht, um die durch Digital-Analog-Wandler ausgegebene Winkelsignale rauschfrei darzustellen.

Wie entscheidend die korrekte Berechnung des Polradwinkels ist, zeigt der Vergleich in Abbildung 5.9 zwischen berechnetem und gemessenem Rotorwinkel bei nur teilweiser Berücksichtigung des Polradwinkels. Der berechnete Rotorwinkel weist nun eine deutliche Abweichung zum realen Winkelwert auf. Durch den zu kleinen Polradwinkel eilt hier der berechnete Winkelwert dem realen Rotorwinkel voraus. Die Differenzen im Bereich von 15° lassen einen Betrieb des Magnetlagers gerade noch zu, allerdings unter erhöhtem Leistungsbedarf und geringerer Störfestigkeit. Für einen stabilen Betrieb des magnetgelagerten Pumpsystems muss der berechnete Rotorwinkel auf etwa ±5° mit dem tatsächlichen Rotorwinkel übereinstimmen, dies wird bei stationärem Betrieb erreicht. Erst bei grossen Lastsprüngen und demzufolge bei hohen Winkelbeschleunigungen wird die Winkelberechnung ungenau und das Magnetlager wird instabil.

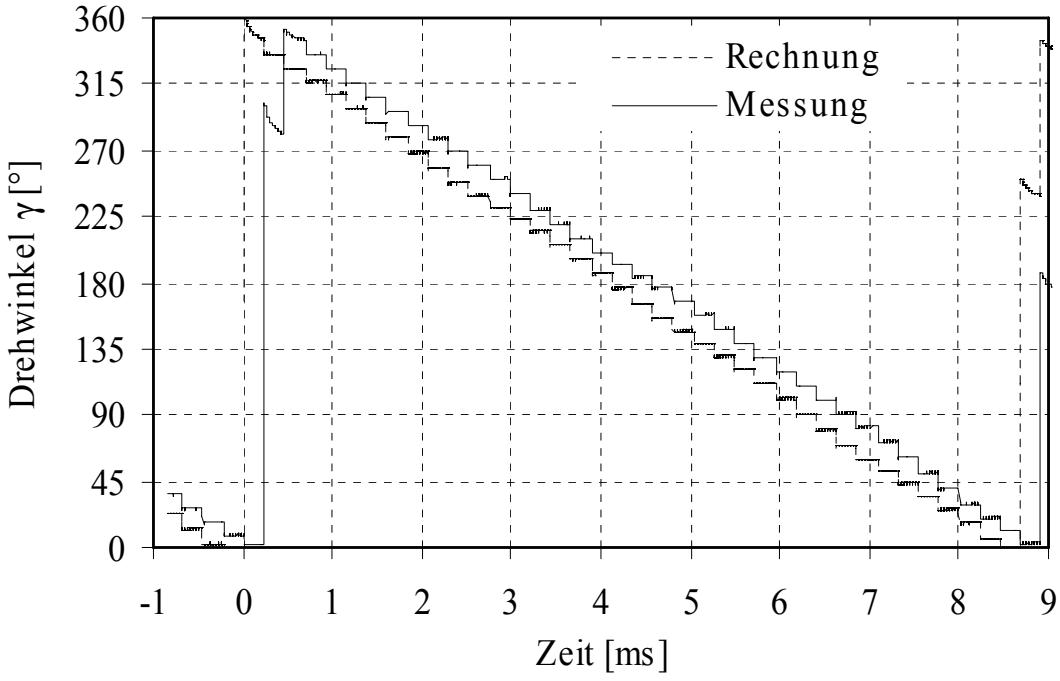


Abbildung 5.9 Vergleich zwischen berechnetem und gemessenem Rotorwinkel bei nur teilweise berücksichtigtem Polradwinkel, so dass der Motor noch lauffähig ist.

Axialposition

Der implementierte Algorithmus zur Bestimmung der axialen Position des Rotors bestimmt dessen Auslenkung in z-Richtung anhand der Amplitude der induzierten Spannung.

In Abbildung 5.10 sind die induzierten Spannungsverläufe und die Axialpositionen über der Rotordrehzahl für zwei unterschiedliche Impeller aufgezeichnet. Es ist daraus ersichtlich, dass sich die Amplitude der induzierten Spannung erst bei grossen Auslenkungen verringert. Diese beiden Impeller weisen unterschiedliches Axialpositionsverhalten auf, was die Vergleichbarkeit der induzierten Spannungen bei ansonsten identischen Betriebsbedingungen ermöglicht. Beim spezial Rotor sind die Druckausgleichsbohrungen im Zentrum des Rotors verschlossen, dies verändert sein Axialpositionsverhalten und lässt ihn axial in positiver Richtung ansteigen.

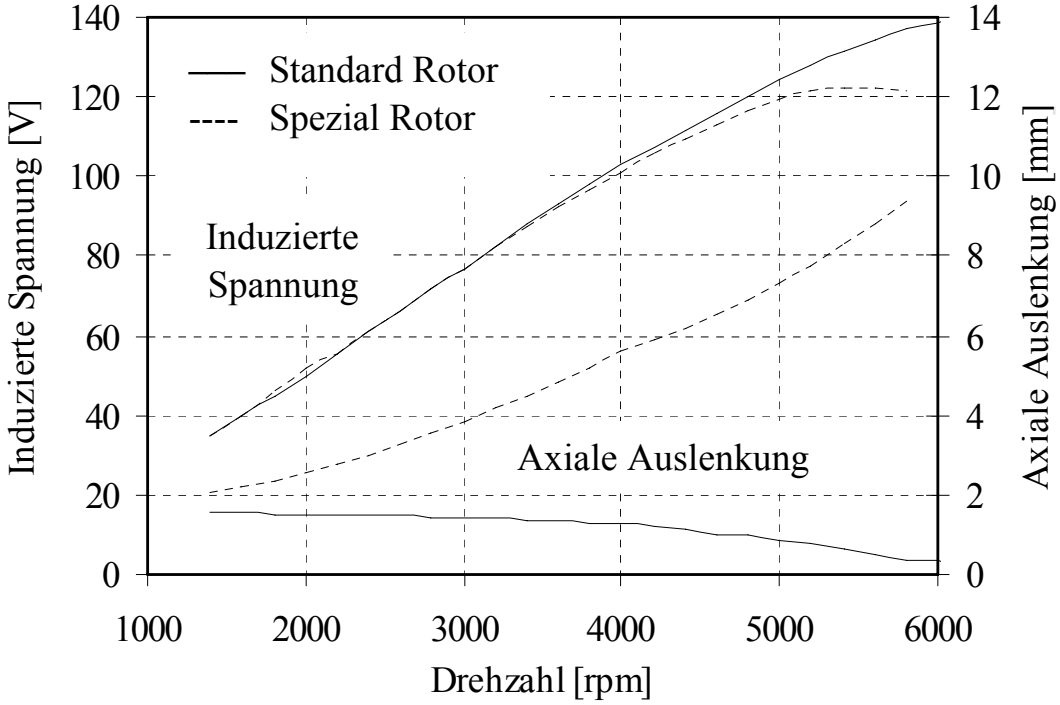


Abbildung 5.10 Induzierte Spannung über der Rotordrehzahl für zwei Rotoren mit unterschiedlichem Axialpositionsverhalten

Für axiale Auslenkungen in positiver Richtung der *z*-Achse wird eine zu grosse Auslenkung erkannt und es wird als Sicherheitsmassnahme eine Drehzahlreduktion des Rotors veranlasst, um eine Berührung mit dem Pumpenkopf zu vermeiden. Für axiale Auslenkungen des Rotors in negativer

Richtung der *z*-Achse, also in Richtung des Bodens des Pumpenkopfes, ist die Detektion zu grosser Positionsverschiebungen sehr schwierig. Erstens ist der Raum für Auslenkungen in Richtung des Bodens kleiner als in Richtung des Deckels im Pumpenkopf und zweitens zeigt der Luftspaltfluss Ψ_{PM} für negative Auslenkungen eine noch geringere Positionsabhängigkeit durch die L-förmig gebogenen Eisenklauen. Dies verunmöglicht ein Erkennen der Axiallage des Rotors, um eine Kontakt zwischen Impeller und Boden des Pumpenkopfes zu vermeiden. Zugute kommt diesem System, dass der Impeller nur durch den Axialschub einer höherviskosen Flüssigkeit nach unten gedrückt wird, für alle anderen Betriebsfälle wird der Impeller zum Deckel des Pumpenkopfes hingedrückt.

Kapitel 6

Magnet, Flügelrad und chemische Resistenz

Bei der Produktion von Halbleiterbausteinen auf Silizium Basis kommen äusserst aggressive Prozessmedien zum Einsatz. Dies sind meist Mischungen aus verschiedenen Säuren, Basen, Oxidations- und Lösungsmitteln. Besonders mit Säuren ausgeführte Ätzprozesse von Siliziumwafern finden aus Effizienzgründen auch bei erhöhten Temperaturen statt. An diese Prozessflüssigkeiten werden sehr hohe Anforderungen bezüglich Reinheit gestellt.

Von allen Teilen einer Produktionsanlage in der Halbleiterindustrie werden durch die chemisch aggressiven Flüssigkeiten und ihre hohen Reinheitsanforderungen spezielle Eigenschaften gefordert. Aus diesem Grund bestehen fast alle flüssigkeitsbenetzten Komponenten aus Fluorkunststoffen oder Quarzglas.

Diese speziellen Materialanforderungen gelten natürlich auch für das lagerlose Pumpsystem. Vor allem der Impeller ist, wie in Abbildung 6.1 ersichtlich, vollständig vom zu fördernden Prozessmedium umgeben. Der Einsatz dieses Pumpsystems in der Halbleiterindustrie ist nur möglich, wenn der im Impeller vorhandene metallische Magnet vollständig von der Flüssigkeit abgekapselt ist. Die Rotorummantelung muss dafür sorgen, dass:

- der Magnet im Impeller vor Korrosion durch die zu fördernden Chemikalien geschützt ist
- und vor allem keine Metalle vom Magnet herausgelöst werden und die Prozessflüssigkeit kontaminieren.

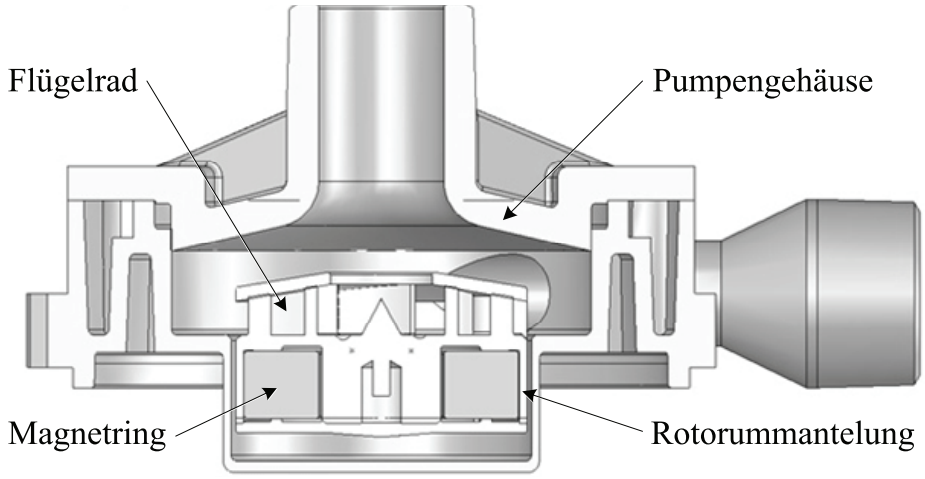


Abbildung 6.1 Schnittbild des Pumpenkopfes mit Impeller

Dabei müssen sowohl die mechanische Stabilität der Rotorumkapselung bei Einsatztemperaturen von 150°C als auch ihre Dichtheit gegenüber permeierenden (Permeation: Vorgang, bei dem ein Stoff einen Festkörper durchdringt) Chemikalien untersucht werden. Weiter müssen die Magnete den heissen Bedingungen standhalten und getestet werden.

Erst bei einer genügend guten Umkapselung eines temperaturunempfindlichen Magneten im Impeller kann das lagerlose Pumpsystem seine Vorzüge wie

- kontinuierlichen Förderstrom des Prozessmediums,
- kompakte Bauweise und
- äusserst geringe Neigung zur Partikelgenerierung dank magnetischer anstelle von abriebbehafteter mechanischer Lagerung

ausspielen.

6.1 Magnetmaterialien

Die grossen Luftspalte im magnetischen Kreis, bedingt durch die Bauweise der Pumpe, erfordern im Impeller starke Magnete. Daher können nur Selten-Erd-Magnete mit hohen Energiedichten zum Einsatz kommen.

Selten-Erd-Magnete werden hergestellt, indem zuerst Selten-Erd-Übergangsmetall-Legierungen in Vakuum-Induktionsöfen geschmolzen werden. Diese oxidationsempfindliche Schmelze erstarrt in einem Abgussblock mit polykristallinem Gefüge. Demzufolge sind die magnetischen Momente, die durch kristallelektrische Felder parallel zu einer Kristallachse ausgerichtet sind, isotrop im Raum verteilt. Zur Gewinnung von anisotropen Magneten wird diese grobkristalline Legierung unter Schutzgas zu einem feinen Legierungspulver verarbeitet. Das Pulver sollte nur aus Bruchstücken einzelner Kristalle bestehen, bei einer Teilchengrösse zwischen 3 und 5 µm. Durch Ausrichten in einem Magnetfeld und anschliessendes Sintern wird das Pulver zu festen Magnetblöcken verarbeitet, aus denen durch Trennschleifen einzelne Magnete herausgearbeitet werden [Rode02].

Zur Wahl stehen grundsätzlich Magnettypen aus Neodym-Eisen-Bor (NdFeB) und Samarium-Cobalt (SmCo). NdFeB ist der Dauermagnetwerkstoff mit den höchsten heute zur Verfügung stehenden Energiedichten. SmCo Magnete weisen leicht niedrigere Energiedichten auf, bieten dafür höhere Temperatur- und Korrosionsstabilität.

Mechanische Eigenschaften

Als typische Sintermetalle reagieren Selten-Erd-Magnete spröde auf Schlag- und Biegebelastung. Bearbeitungsverfahren wie Schleifen und Trennen sind wegen der spezifischen Härte nur mit Diamantwerkzeugen möglich.

Speziell an Selten-Erd-Magneten ist der negative Längenausdehnungskoeffizient von $\alpha = -1 \cdot 10^{-6}/K$ senkrecht zur Magnetisierungsrichtung [Vac00]. Dies wäre bei einer Verklebung der Magnete auf einem metallischen Träger zu berücksichtigen, spielt im Impeller der lagerlosen Pumpe aber keine Rolle. Zusätzlich beträgt die Längenänderung bei einem Temperatursprung von 100°C bei einem im Durchmesser etwa 50 mm messenden Magneten nur 5 µm.

Magnetische Eigenschaften

Magnetische Materialien kann man sich aus einzelnen magnetischen Momenten aufgebaut denken, welche die Quelle der magnetischen Felder darstellen. Das magnetische Moment $\vec{m}$ ist eine Vektorgrösse. Alle magnetischen Momente aufsummiert und dividiert durch das Materialvolumen ergibt die Magnetisierung:

$$\vec{M} = \frac{1}{V} \int_V \vec{m}\, dV \tag{6.1}$$

Das magnetische Moment kann in Analogie zur elektrischen Ladung der Elektrizitätslehre gesehen werden. Die Magnetisierung entspricht in diesem Fall der elektrischen Ladungsdichte. Statt des Magnetisierungs-Vektors wird in der technischen Literatur oft die magnetische Polarisation *J* verwendet, welche sich von der Magnetisierung durch die magnetische Feldkonstante μ_0 unterscheidet:

$$\vec{J} = \mu_0 \vec{M} \tag{6.2}$$

Die Konstitutionsrelation beschreibt den Zusammenhang zwischen den in den Maxwellgleichungen beinhalteten Feldern magnetischer Flussdichte *B*, magnetischer Feldstärke *H* und der Magnetisierung *M* respektive magnetischer Polarisation *J* [Rode02]:

$$\vec{B} = \mu_0 \vec{H} + \mu_0 \vec{M} \qquad bzw. \qquad \vec{B} = \mu_0 \vec{H} + \vec{J} \tag{6.3}$$

Das Verhalten eines Magnetwerkstoffes im Magnetfeld wird durch die Beziehung, nämlich die Hystereseschleifen *B(H)* und *J(H)* beschrieben wie in Abbildung 6.2 gezeigt.

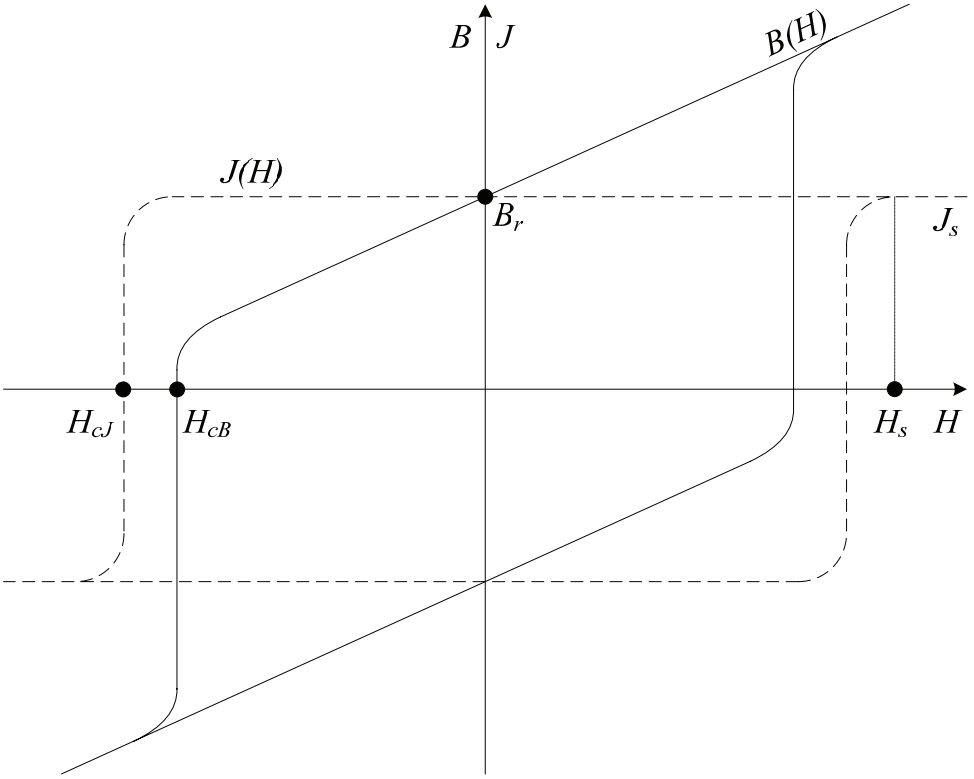


Abbildung 6.2 Hystereseschleife hartmagnetsicher Materialien

Der zweite Quadrant der Hystereseschleife beschreibt das Entmagnetisierungsverhalten des Werkstoffes und weist bei Permanentmagneten die grösste Bedeutung auf, weil diese fast ausschliesslich im Gegenfeld betrieben werden.

Die wichtigsten Kenngrössen eines Permanentmagneten sind:

Remanenz — Schnittpunkt der Hystereseschleife mit der Ordinate, bei $H = 0$ ist $B_r = J_r$.

Koerzitivfeldstärke — Diejenigen Feldstärken, bei denen die Induktion B bzw. die Polarisation J den Wert Null erreichen, werden als Koerzitivfeldstärken der Induktion H_{cB} bzw. der Polarisation H_{cJ} bezeichnet.

Energiedichte — Zu jedem Punkt der Entmagnetisierungskurve kann das Produkt aus den zusammengehörenden Werten von Induktion und Feldstärke gebildet werden. Dieses Produkt stellt eine Energiedichte dar und durchläuft

zwischen Remanenz und Koerzitivfeldstärke einen Höchstwert, die maximale Energiedichte BH_{max}.

Arbeitspunkt — Das von den eigenen Polen eines Dauermagneten ausgehende Magnetfeld wirkt entmagnetisierend, da es der Polarisation J entgegengerichtet ist. Der Betriebszustand eines Permanentmagneten liegt daher stets im Bereich der Entmagnetisierungskurve. Das zum jeweiligen Betriebszustand gehörende Wertepaar (B_a, H_a) wird als Arbeitspunkt bezeichnet. Die Lage des Arbeitspunktes hängt von der Geometrie des magnetischen Kreises ab, im Speziellen von der Permanentmagnet- und Luftspaltgeometrie.

Die magnetischen Eigenschaften von Dauermagneten sind von der Anwendungstemperatur abhängig. Bei der Wahl des Werkstoffes und der Dimensionierung der Magnete müssen die magnetischen Kenngrössen und deren Temperaturabhängigkeit berücksichtigt werden. Aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Entmagnetisierungskurven werden Änderungen der Induktion verursacht, die allgemein als magnetische Verluste bezeichnet werden. Die Temperaturstabilität von Magneten wird bestimmt durch:

- reversible Änderungen der magnetischen Polarisation, die durch den Temperaturkoeffizienten der Remanenz bestimmt werden und nur von der Legierungszusammensetzung abhängig sind.
- irreversible Polarisationsänderungen aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Koerzitivfeldstärke H_{cJ} und der thermischen Nachwirkung,
- irreversible Polarisationsänderungen durch Schädigungen der Magnetoberfläche oder durch Gefügeänderungen.

Die monotone Abnahme der Remanenz bzw. der Koerzitivfeldstärke mit steigender Temperatur wird näherungsweise durch die Temperaturkoeffizienten $TK(J_r)$ bzw. $TK(H_{cJ})$ beschrieben [Rode02]:

$$TK\left(J_r\right) = \frac{J_r\left(T_1\right) - J_r\left(T_0\right)}{J_r\left(T_0\right)\left(T_1 - T_0\right)} \tag{6.4}$$

$$TK\left(H_{cJ}\right)=\frac{H_{cJ}\left(T_1\right)-H_{cJ}\left(T_0\right)}{H_{cJ}\left(T_0\right)\left(T_1-T_0\right)} \tag{6.5}$$

T_0 und T_1 bezeichnen die Endtemperaturen, meistens wird als Bezugstemperatur T_0 = 20°C gewählt. $J_r(T_0)$, $J_r(T_1)$ und $H_{cJ}(T_0)$, $H_{cJ}(T_1)$ sind die remanente Polarisation oder die Koerzitivfeldstärke bei diesen Temperaturen.

Die Remanenz und die Koerzitivfeldstärken nehmen mit steigender Magnettemperatur annähernd linear ab. NdFeB Magnete weisen stärkere Temperaturabhängigkeiten auf als SmCo Magnete. Beispiele von Temperaturkoeffizienten für die zwei Magnettypen sind in Tabelle 6.1 zusammengefasst und die prozentuale Änderung der Remanenz und der Koerzitivfeldstärken für einen Temperatursprung von 20 nach 150°C angegeben.

Typ	$TK(B_r)$	$TK(H_{cJ})$	ΔB_r	ΔH_{cJ}
NdFeB 633HR	-0.105%/°C	-0.55%/°C	-13.7%	-71.5%
SmCo 225HR	-0.035%/°C	-0.19%/°C	-4.6%	-24.7%

Tabelle 6.1 Temperaturkoeffizienten für NdFeB und SmCo Magnete, ΔB_r und ΔH_{cJ} beschreibt die prozentuale Änderung von B_r und H_{cJ} bei einem Temperatursprung von 20 nach 150°C

Wichtig in Zusammenhang mit Anwendungen bei hohen Magnettemperaturen ist, dass der Arbeitspunkt des Permanentmagneten immer im linearen Teil der $B(H)$ Entmagnetisierungskurve liegt. Andernfalls droht ein bleibender Magnetisierungsverlust, der nur durch ein erneutes Aufmagnetisieren behoben werden kann. Speziell beim Entfernen des noch heissen Magneten aus dem Eisenkreis des Motors muss durch die Verschiebung des Arbeitspunktes mit einem starken Magnetisierungsverlust und demzufolge mit einem unbrauchbaren Impeller gerechnet werden.

Das permanentmagnetisch erzeugte Feld im Luftspalt des Motors nimmt mit steigender Magnettemperatur ab, die Abnahme ist für den NdFeB 633HR und den SmCo 225HR Magneten im Eisenkreis des Motors in Abbildung 6.3 gezeigt. Deutlich zu sehen ist das temperaturstabilere Verhalten des SmCo Magneten, der keine bleibende Entmagnetisierung erfährt. Bis zu einer Anwendungstemperatur von 150°C erleidet auch der NdFeB Magnet

im Eisenkreis des Motors nur minimale irreversible Verluste. Bis zu 160°C sind seine magnetischen Verluste noch so gering, dass dieser Magnet immer noch das stärkere Magnetfeld erzeugt als der SmCo Magnet. Der Betrieb des NdFeB Magneten mit einem Arbeitspunkt an der Grenze der Linearität der Entmagnetisierungskurve ist ohne weiteres möglich, da die irreversiblen magnetischen Verluste nur bei erstmaligem erreichen des Arbeitspunktes auftreten und mit einem Stabilisierungsprozess weitgehend vorweg genommen werden können. Dabei wird der Magnet in einem entsprechenden Eisenkreis leicht über seine zukünftige Arbeitstemperatur erhitzt Bei Anwendungstemperaturen über 160°C liegt der Arbeitspunkt des NdFeB Magneten im mit gossen Luftspalten behafteten Eisenkreis der lagerlosen Pumpe deutlich ausserhalb des linearen Teils der Entmagnetisierungskurve und erleidet starke temperaturbedingte irreversible Ummagnetisierungsverluste.

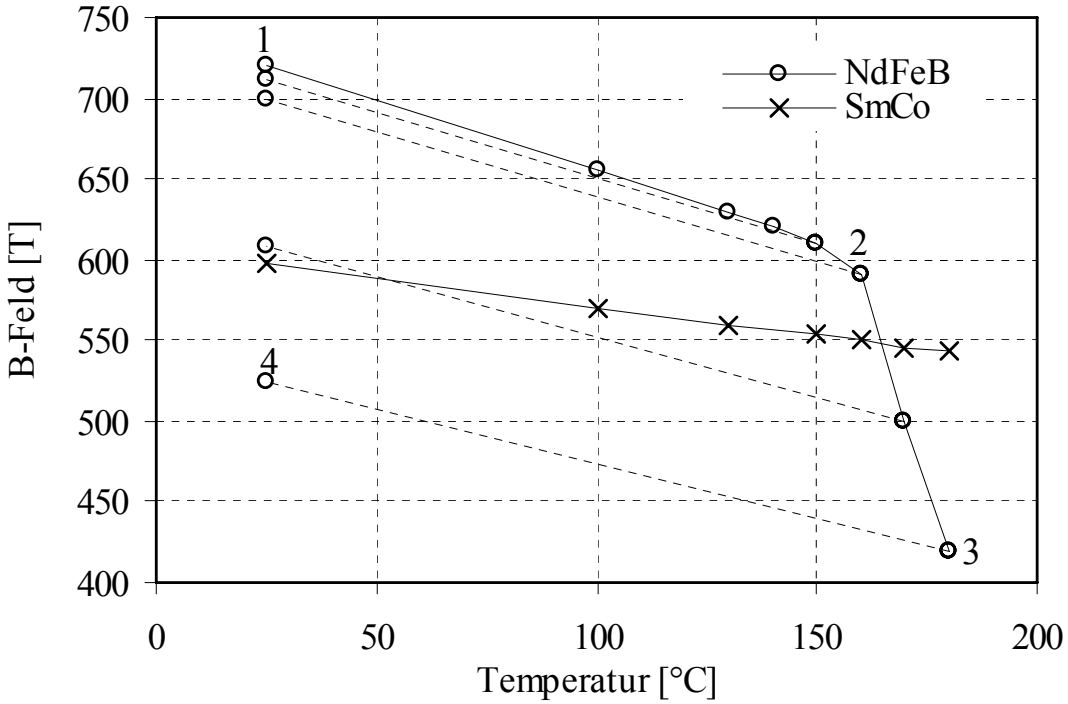


Abbildung 6.3 Temperaturverhalten von Neodym-Eisen-Bohr und Samarium-Kobalt Magneten im Eisenkreis des Motors
1: B-Feld eines neuen NdFeB Magneten
2: Linearer Teil der Entmagnetisierungskurve verlassen
3: B-Feld stark reduziert bei 180°C
4: Durch irreversible Verluste geschwächter Magnet

Korrosionsverhalten

Selten-Erd-Elemente werden aufgrund ihres stark negativen elektrochemischen Standardpotenzials zu den unedlen und damit sehr reaktionsfreudigen Elementen gerechnet. Ihre chemische Reaktivität ähnelt der von Erdalkalimetallen wie z. B. Magnesium. So reagieren die Selten-Erd-Metalle beispielsweise unter Normalbedingungen bereits langsam bzw. an der Wärme rasch mit Wasser oder Luftfeuchtigkeit unter Freisetzung von Wasserstoff und Selten-Erd-Hydroxid. Der dabei entstehende Wasserstoff reagiert dann mit freiem Selten-Erd-Metall weiter unter Bildung von Selten-Erd-Metallhydriden [Katt01].

Bei Magneten aus NdFeB werden die einzelnen Magnetkörner von der neodymreichen Phase zusammengehalten und fixiert. Diese Phase macht bis zu 5% des Gesamtvolumens des Werkstoffes aus und verhält sich bei ungeschützten Magneten chemisch ähnlich wie reines Neodym. Als Folge davon reicht schon ein blosses Berühren mit der Hand und der Magnet beginnt zu korrodieren. Deshalb wird eine primäre Metallbeschichtung z. B. aus galvanischem Zinn aufgebracht [Vac00].

Anders sind die Verhältnisse bei Magneten aus SmCo. Durch Zulegieren von edleren Elementen, wie hier Kobalt, werden Reaktionen mit Wasser auch bei höheren Temperaturen nahezu unterdrückt. Nur eine leichte Anlaufverfärbung der Oberfläche ist zu beobachten. Daher benötigen diese Magnete keine primäre Beschichtung.

Für den Einsatz im lagerlosen Pumpsystem müssen die Magnete natürlich umkapselt werden, denn gegen die chemisch aggressiven Prozessmedien sind die Magnete auch mit einer Primärbeschichtung nicht beständig. Falls trotzdem Chemikalien durch die Hülle des Magneten treten sollten, stellt sich die Frage, welche Magnettypen weniger rasch korrodieren.

Magnete auf Basis von Samarium und Kobalt weisen durch die chemisch edleren Elemente das kleinere Reaktionspotential als Magnete aus Neodym auf. Dies wird auch deutlich, wenn diese Magnettypen ungeschützt in z. B. Salzsäure gelegt werden. Der SmCo Magnet zeigt nach 24 Stunden Einlegedauer in 30%iger Salzsäure nur leichte Korrosion an der Oberfläche und keinen messbaren Rückgang der Magnetisierung. Erst nach 85 Stunden in der Salzsäure zeigt er eine deutliche Korrosion, ist aber unter der obersten

angegriffenen Schicht nicht korrodiert. Der Masseverlust beträgt allerdings doch beachtliche 38%. Der NdFeB Magnet wird von der Salzsäure wesentlich stärker angegriffen, obwohl er mit einer Primärbeschichtung aus Zinn versehen ist. Nach 24 Stunden Einlegedauer ist der Magnet schon fast komplett aufgelöst. Die Bilder dieser Tests sind unten abgebildet.

Abbildung 6.4 SmCo Magnet in 30% Salzsäure eingelegt, neu, nach 24 Stunden, nach 85 Stunden

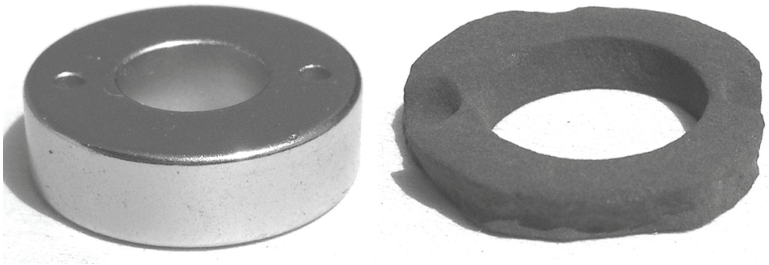


Abbildung 6.5 NdFeB Magnet mit Zinn Primärbeschichtung in 30% Salzsäure eingelegt, neu, nach 24 Stunden

6.2 Flügelrad

Das Flügelrad, auch genannt Impeller, muss aus einem Material bestehen, welches resistent gegen die aggressiven Prozessflüssigkeiten ist. Weiter muss der Impeller neben der eigentlichen Förderung der Flüssigkeit zugleich die Funktion der Umkapselung des Permanentmagneten übernehmen. Der Impeller einer *BPS-3* Pumpe ist in Abbildung 6.6 zu sehen.

Der Impeller stellt demnach Anforderungen nach hoher chemischer Resistenz und mechanischer Stabilität bis 150°C an das Material. Für diese Anforderungen kommen eigentlich nur Fluorkunststoffe in Frage.

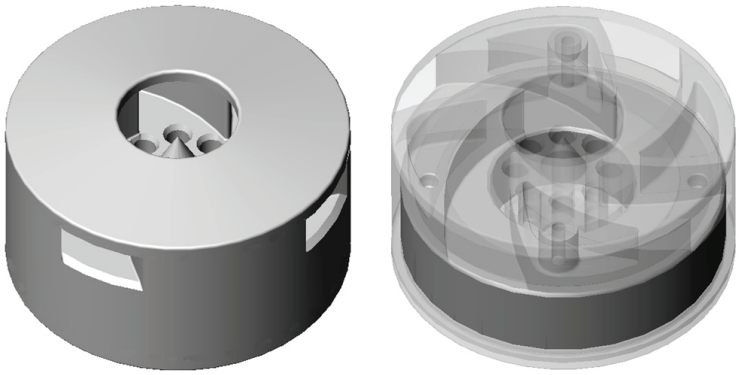


Abbildung 6.6 Impeller einer *BPS-3* Pumpe, rechts in halbtransparenter Darstellung, wo der umkapselte Magnet sichtbar ist

Fluorierte Kunststoffe sind Hochleistungskunststoffe und gehören zur Gruppe der Thermoplaste. Sie werden seit 1950 industriell verarbeitet und verfügen über besondere chemische Eigenschaften. Dieses inerte Verhalten verdanken sie der sehr stabilen Bindung zwischen Kohlenstoff und Fluor [Kern06]. Diese CF Bindung kann auch von aggressiven Chemikalien kaum gelöst werden und behält ihre Stabilität über einen weiten Temperaturbereich. Um die Reinheit der Prozessflüssigkeiten zu gewährleisten, müssen diese Fluorkunststoffe hochrein sein und dürfen nicht mit Zusatzstoffen verstärkt oder gefärbt werden. Mit zunehmendem Fluorgehalt steigt die chemische und thermische Belastbarkeit der Fluorpolymere.

Einige mögliche Fluorpolymere für diese Anwendung und ihre Eigenschaften sind in Tabelle 6.2 in zusammengefasst. Die notwendige chemische Resistenz weisen alle auf.

Kurz-form	Handels-name	Anwendungstemp. dauernd	Längenausd. koeffizient	E-Modul
PVDF		150°C	$13 \cdot 10^{-5}$/K	2000 MPa
ECTFE	*Halar*	150°C	$5 \cdot 10^{-5}$/K	1700 MPa
PTFE	*Teflon*	260°C	$12.5 \cdot 10^{-5}$/K	700 MPa
PFA		260°C	$13 \cdot 10^{-5}$/K	600 MPa

Tabelle 6.2 Eigenschaften von Fluorkunststoffen

Die Fluorpolymere PVDF (Polyvinylidenfluorid) und ECTFE (Ethylen Chlortrifluorethylen) sollten zwar hohe Anwendungstemperaturen verkraften, halten aber den mechanischen Belastungen als Laufrad nicht stand. Trotz der hohen Festigkeit weisen Impeller aus diesen Materialen nach kurzer Betriebszeit bei 150°C Risse auf, so dass die Kapselung des Magneten nicht mehr gewährleistet ist.

PTFE (Polytetrafluorethylen) besser bekannt unter dem Namen *Teflon* hält wesentlich höheren Temperaturen stand und weist zugleich die besseren chemischen Eigenschaften auf. Als Material zur Fertigung eines Laufrades ist es trotzdem ungeeignet. PTFE lässt sich nur sehr schwer schweissen, womit die dichte Umhüllung des Magneten verunmöglicht wird.

PFA (Perfluoralkoxy-Copolymer) verbindet die guten Eigenschaften von PTFE mit der Möglichkeit, Teilkomponenten miteinander zu verschweissen. Impeller aus PFA halten den Belastungen in der Pumpe auch bei hohen Temperaturen über lange Zeit stand. Trotz der relativ hohen Wärmeausdehnung und des niedrigen E-Moduls weist PFA eine gute Wärmeformbeständigkeit auf.

Der Impeller wird im Spiegelschweissverfahren [Neff03] aus gespritzten und gedrehten Flügelradteilen aufgebaut. Dabei wird der Magnet dicht in der Kunststoffhülle verschlossen.

PFA oder Fluorkunststoffe im Allgemeinen weisen gegenüber Metallen hohe Längenausdehnungskoeffizienten auf. Bei PFA liegt der Wert bei $\alpha = 13 \cdot 10^{-5}$/K was für den Impellerdurchmesser bei einer Erwärmung von 20 auf 150°C eine Steigerung um 1.7% bedeutet. Das heisst der Durchmesser steigt theoretisch von 51.4 auf 52.3 mm. Durch die Schweisskonstruktion

und den dicht eingeschlossenen sich nicht ausdehnenden Magneten kann sich der Impeller nicht frei ausdehnen und unterschreitet die theoretische Grössenzunahme. Der Impeller dehnt sich im Bereich des Magneten fast gar nicht aus, die Aussenwand des Impellers erhält durch die Erwärmung eine Delle, wie Abbildung 6.7 übertrieben dargestellt.

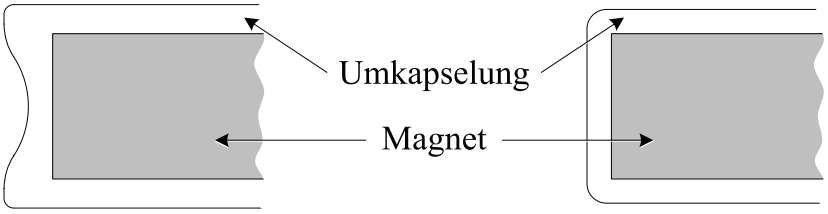


Abbildung 6.7 Ungleichmässig verteilte Ausdehnung der Fluorkunststoffumkapselung durch den eingeschweissten Magnet

Da beim Betrieb der Pumpe mit einem heissen Fördermedium auch der Pumpenkopf leicht grössere Dimensionen annimmt, verkleinert sich der Luftspalt zwischen Impeller und Pumpengehäuse um etwa 15% bei Erwärmung von 20 auf 150°C. Diese kleine Änderung, sowie die entstandene Delle im Impeller bei der der Luftspalt kaum kleiner wird, beeinflusst die Teilflüsse des Fördermediums in den Radseitenräumen nur minimal und die Axialposition des Impellers bleibt unverändert.

Die axiale Position des Impellers wird durch zweierlei Kräfte bestimmt, die Reluktanzkraft des Magnetlagers und die auf das Laufrad wirkenden hydraulischen Kräfte. Diese Kräfte entstehen durch Druckdifferenzen auf der Ober- und Unterseite des Impellers und werden durch die Teilflüsse, siehe Abbildung 6.8, in den Radseitenräumen bestimmt [Boes04]. Solange sich diese Leckageströme durch thermische Änderungen der Laufradgeometrie nicht ändern, droht auch keine Veränderung der Lagerstabilität des Laufrades in axialer Richtung. Der leicht verkleinerte Ringspalt seitlich des Laufrades reicht nicht aus um die Leckageströme negativ zu beeinflussen.

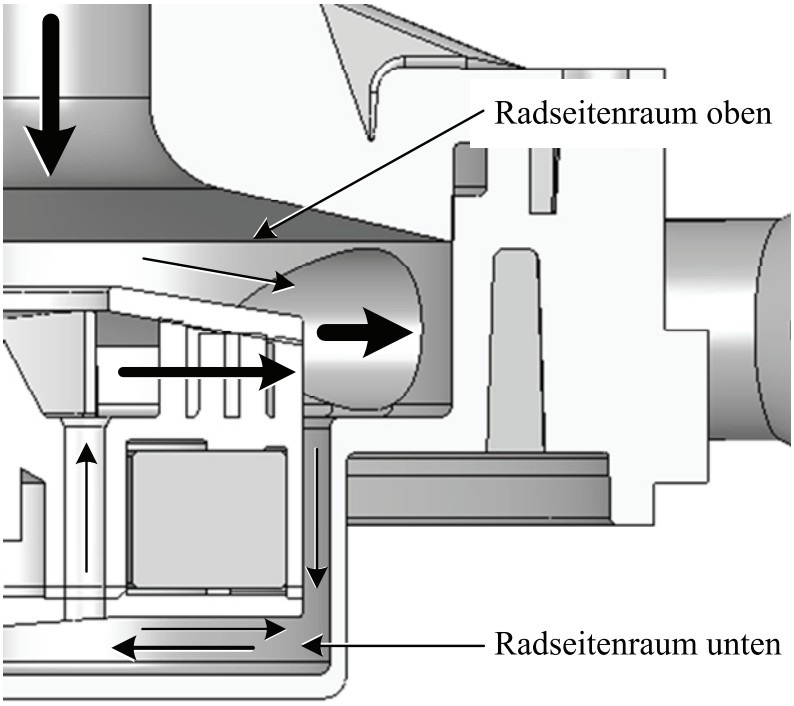


Abbildung 6.8 Fluidteilströme in den Radseitenräumen für Axialschub

6.3 Säureresistenz

6.3.1 Standzeit eines Laufrades – Korrosion

Das Laufrad eines lagerlosen Pumpsystems ist eine Schweisskonstruktion aus Bauteilen, die durch Spritzgusstechnik oder durch spanabhebende Bearbeitung aus einem geeigneten polymeren Werkstoff gefertigt werden. Fraglich ist, ob der Einsatzdauer eines Laufrades unter korrosionschemisch und thermisch anspruchsvollen Bedingungen auch im Falle von handwerklich perfekt ausgeführten Schweissnähten Grenzen gesetzt sind, die deutlich unterhalb der üblichen Apparatelebensdauer von 10 bis 20 Jahren liegen. Das Laufrad müsste dann im Verlauf eines Apparatelebens vorsorglich in gegebenen Zeitintervallen ausgetauscht werden.

Bei fehlerfrei ausgeführten Schweissnähten kann davon ausgegangen werden, dass der polymere Werkstoff in unmittelbarer Umgebung der Schweissnaht hinsichtlich aller Eigenschaften mit dem Material ausserhalb ihres Einzugsbereichs vergleichbar ist. Die oben gestellte Frage lässt sich somit präzisieren: Erleidet ein Metallbauteil innerhalb des Laufrades Schädigung durch Korrosionsangriff trotz einer Ummantelung mit einer homogenen polymeren Hülle definierter Dicke? Können die Korrosionsprodukte zu einer erheblichen Kontamination des Fördermediums führen? Und wenn ja, in welchem Zeitrahmen ist mit dieser Schädigungen zu rechnen? Ergänzend müsste auch nach dem Einfluss der Einsatztemperatur auf diese zeitlichen Schadenshorizonte gefragt werden.

Die Hersteller von durch Kunststoffauskleidung vor Korrosion geschützter Metallarmaturen und -pumpen, [ITT06] und [Klug05], sind sich in zwei Punkten einig:

- Fluorpolymere bieten den wirksamsten und mit aufsteigendem Abschirmungsgrad des Kohlenstoffgerüstes durch Fluoratome besseren Korrosionsschutz vor allem gegen besonders aggressive Flüssigkeiten und bei erhöhten Temperaturen.
- Selbst bei Auskleidungswandstärken von 3 mm kann es nach einem Zeitraum von ca. einem Jahr zur Schädigung durch Korrosion

am Metallteil kommen. Der Austausch des gesamten Bauteils wird dann meistens fällig.

Der Grund, warum es auch bei qualitativ einwandfreien Polymerauskleidungen zu Korrosion am, durch die Auskleidung zu schützenden, metallischen Bauteil kommen kann, besteht in der prinzipiellen Durchlässigkeit aller polymeren Werkstoffe gegenüber einigen Molekülsorten. Fluorpolymere weisen keine perfekte Dichtigkeit auf, wie sie etwa metallische Werkstoffe oder Glas bezüglich nahezu aller Molekülsorten besitzen. Im Zentrum einer quantitativen Analyse steht deshalb die Permeabilität eines gewählten polymeren Werkstoffs gegenüber bestimmten Molekülsorten.

Die Permeation von Molekülen einer bestimmten Sorte (z. B. He, O_2 oder H_2O) durch eine Polymerschicht ist ein komplexer Vorgang, der in drei Schritte unterteilt werden kann [Step98]:

- Adsorption in die Polymergrenzschicht
- Diffusion durch die polymere Matrix
- Desorption aus der Grenzschicht auf der gegenüberliegenden Seite

Mit zunehmender Wandstärke einer Polymerauskleidung wird die Diffusion durch sie hindurch in immer ausgeprägterer Weise zum geschwindigkeitsbestimmenden Schritt. Der Molekülstrom des Permeanten pro Durchtrittsfläche ist das Produkt aus seinem Diffusionskoeffizienten und seinem Konzentrationsgradienten. Permeation ist also die Konsequenz aus der Fähigkeit eines Molekültyps in einer gegebenen Polymermatrix zu wandern und seiner Löslichkeit in dieser Matrix. Üblich ist deshalb eine Schreibweise, [Krev90] und [Viet91], die sämtliche Nichtidealitäten in einer Grösse zusammen zieht:

$$P_j = S_j \, D_j \tag{6.6}$$

In Gleichung (6.6) wird die Permeabilität einer Molekülsorte j als komplexe makroskopische und experimentell direkt ermittelbare Grösse P_j durch den spezifischen Löslichkeitskoeffizienten S_j in Beziehung zu einer mikroskopischen Grösse, dem Diffusionskoeffizienten D_j gesetzt.

Die Permeabilität P_j wird häufig in $\left[\frac{\mathrm{cm}^3_{\mathrm{STPj}}\,\mathrm{mm}}{\mathrm{cm}^2\,\mathrm{s}\,\mathrm{mm}_{\mathrm{HG}}}\right]\left(=10^{10}\,\mathrm{barrer}\right)$ gemessen und angegeben. Durch die Wahl dieser Einheit wird der Wert der Permeabilität selbst nicht unabhängig vom Versuchsaufbau und der Versuchsdurchführung. Wird eine nach aussen ideal dichte Versuchskammer durch eine Polymermembran in zwei Kammernhälften unterteilt, von denen die eine durch Beaufschlagung mit dem Probegas *j* auf einem definierten hohen Druck und die andere mittels einer Vakuumpumpe auf einem verschwindend kleinen Druck gehalten wird, so ist P_j ein Mass für die Anzahl an Gasmolekülen der Spezies *j*, die diese Membran pro Zeit- und Flächeneinheit und bezogen auf das treibende Druckgefälle (das hier mit dem Absolutdruck auf der Druckseite gleichgesetzt werden kann) und den Kehrwert der Membrandicke *w* im Beharrungszustand permeieren. Ist man davon ausgehend an einem Zahlenwert für den Diffusionskoeffizienten interessiert, so muss man entweder ergänzend Sorptionsmessungen durchführen und D_j gemäss Gleichung (6.6) aus der Permeabilität und dem aus der Löslichkeitsfunktion abgeleiteten druckabhängigen Henry-Koeffizienten berechnen oder D_j ist aus der Verzugszeit t_B einer zeitabhängigen Permeationsmessung und der Membrandicke *w* rechnerisch zu ermitteln. Einzelheiten zu diesen Methoden werden von [Viet91] und [Ange04] gegeben. Für die Verzugszeit, die Wanddicke und den Diffusionskoeffizienten gilt unter idealisierenden Annahmen der Zusammenhang:

$$D_j = \frac{1}{6}\,\frac{w^2}{t_B} \;\Leftrightarrow\; t_B = \frac{1}{6}\,\frac{w^2}{D_j} \tag{6.7}$$

Streng genommen hängt die Löslichkeit der Molekülspezies *j* auch vom Absolutdruck in beiden Kammern ab. Da mit erhöhtem Gasdruck und erhöhter Gleichgewichtslöslichkeit auch eine Quellung des Polymers einhergeht, ist der Diffusionskoeffizient zumindest konzentrations-, höchstwahrscheinlich auch absolutdruckabhängig. Tabelliert ist letzterer in der Literatur dennoch nur als alleine von der Temperatur abhängige Grösse. Für ideale Gase ist dies korrekt, für reale Gase und für Flüssigkeiten mit ihrem möglicherweise erheblichen Quellvermögen nicht. Für die Diffusion des Wassermoleküls durch eine Sperrschicht aus PFA (Polytetrafluoralkoxy-Copolymer) wurde keine direkte Angabe gefunden.

Im *Polymer Handbook* [Bran99$_1$], [Bran99$_2$] sind für PFA und eine Bezugstemperatur von 23°C für die Wasseraufnahmefähigkeit als auch für die Permeabilität diese Werte aufgelistet:

$$x_{H_2O,eq} = 0.004\ \%\text{wt} \qquad P_{H_2O}(23°\text{C}) = 13.4 \cdot 10^{-13}\ \frac{\text{cm}^3_{\text{STP}}\ \text{cm}}{\text{cm}^2\ \text{Pa s}} \tag{6.8}$$

Mit der spezifischen Dichte von PFA ($\rho_{\text{PFA}}(23°\text{C}) = 2150\ \text{kg/m}^3$), dem Molekulargewicht des Wassers ($m_{H_2O} = 18.01\ \text{g/mol}$), dem universellen Molvolumen für ideale Gase bei Standardbedingungen ($v_{1\,mol,STP} = 22.4\ \text{dm}^3$) und mit dem Dampfdruck [Schm89] des Wassers bei 23°C ($p_{vap,\,H_2O}(23°\text{C}) = 2808\ \text{Pa}$) kann die Gleichgewichtslöslichkeit in einen Löslichkeitskoeffizienten umgerechnet werden. Vereinfachend einen linearen Zusammenhang zwischen Löslichkeit und Druck vorausgesetzt, erhält man:

$$S_{H_2O} = \frac{x_{H_2O,\,eq}\ \rho_{PFA}\ v_{1\,mol,\,STP}}{m_{H_2O}\ p_{vap,\,H_2O}} = 3.81 \cdot 10^{-5}\ \frac{\text{cm}^3_{\text{STP}}}{\text{cm}^3\ \text{Pa}} \tag{6.9}$$

Mit Gleichung (6.6) und dem in Gleichung (6.9) berechneten Wert für den Löslichkeitskoeffizienten ergibt sich schließlich für den Diffusionskoeffizienten:

$$D_{H_2O}(23\ °\text{C}) = \frac{P_{H_2O}}{S_{H_2O}} = \frac{13.4 \cdot 10^{-13}}{3.81 \cdot 10^{-5}} = 3.5 \cdot 10^{-8}\ \frac{\text{cm}^2}{\text{s}} \tag{6.10}$$

Der hier errechnete Wert passt recht gut in das Gesamtbild, das man von den Diffusionskoeffizienten für diverse Molekülsorten in Fluorpolymeren erhält. Sie liegen bei Raumtemperatur fast ausnahmslos im Bereich zwischen 10^{-8} und 10^{-7} cm^2/s und nehmen mit wachsender Molekülgrösse und -sperrigkeit ab. Für besonders kleine Gasmoleküle können sie auch noch grösser sein [Extr06].

Aus Gleichung (6.7) erhält man für Schichtdicken von w = 1 mm eine Nachlaufzeit („time lag“) der Wasserdampfdiffusion durch PFA von nur t_B ≈ 13 Stunden. Dieser Wert wächst quadratisch mit der Dicke der Polymerschicht und beträgt demzufolge bereits mehr als 2 Tage bei Schichtdicken

von 2 mm, knapp 5 Tage bei 3mm und schließlich mehrere Wochen ab 5 bis 6 mm Wandstärke.

Zur Beschreibung der Temperaturabhängigkeit des Diffusionskoeffizienten kann das aus der chemischen Kinetik bekannte Arrhenius-Gesetz angewendet werden [Krev90]. Es beschreibt die Energiebarriere $E_{A,D}$ die ein diffundierendes Molekül beim Platzwechsel innerhalb einer Polymermatrix überwinden muss. In Abbildung 6.9 ist dieses Gesetz für verschiedene Aktivierungsenergien als Funktion der Temperatur aufgeplottet:

$$D_j = D_{j,0} \cdot e^{-\frac{E_{A,D}}{RT}} \tag{6.11}$$

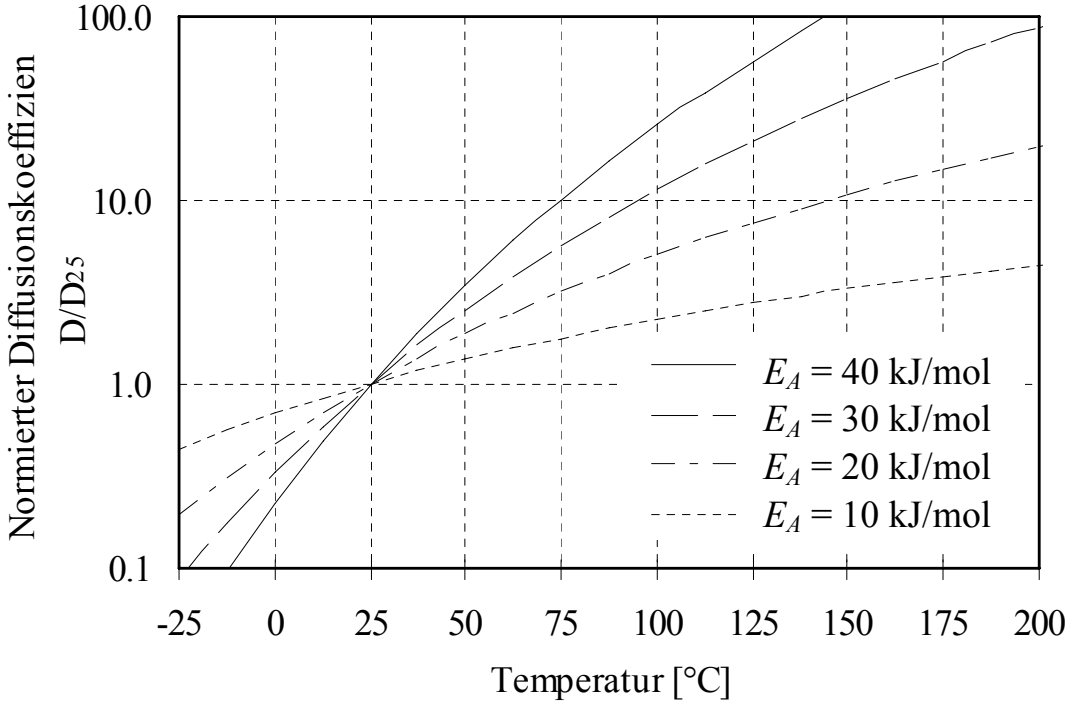


Abbildung 6.9 Arrhenius-Gesetz gemäss Gleichung (6.11) für verschiedene Aktivierungsenergien als Funktion der Temperatur

Die Aktivierungsenergie für einen elementaren Diffusionsvorgang $E_{A,D}$ ist ebenfalls in der Literatur tabelliert. Für die Diffusion kleiner Moleküle wie N_2, O_2 oder CO_2 in PTFE werden typische Werte um 30 kJ/mol gefunden [Bran99$_2$]. Ausgehend von Temperaturen um 300 K bedeutet dieser Wert, dass für eine Verzehnfachung des Diffusionskoeffizienten eine Temperatursteigerung von 70 bis 100 K ausreicht oder dass sich der Diffusionskoeffi-

zient alle 20 bis 30 K verdoppelt. Im gleichen Masse, wie der Diffusionskoeffizient ansteigt, verringert sich bei gleich bleibender Wandstärke die typische Zeitkonstante für den erstmaligen Durchtritt einer relevanten Menge des Permeanten.

In erweiterten Modellen [Scha03] kann auch der in Gleichung (6.11) konstante Ausdruck $D_{j,0}$ von der Temperatur abhängig sein, z. B. kann er nach einem Wurzelgesetz mit der Temperatur ansteigen. Damit ist der gemäss Gleichung (6.11) nach erhöhten Temperaturen extrapolierte Diffusionskoeffizient eher eine konservative Schätzung.

Das nicht weiter verfeinerte Arrhenius-Modell wie in Gleichung (6.11) ist auch deshalb so gut etabliert, weil es sich auf die Temperaturabhängigkeit sowohl des Löslichkeitskoeffizienten als auch der Permeabilität ausdehnen [Krev90] lässt. Wenn man fordert, dass

$$P_j = P_{j,0} \cdot e^{-\frac{E_{A,P}}{RT}} \quad \text{und} \quad S_j = S_{j,0} \cdot e^{-\frac{E_{A,S}}{RT}} \tag{6.12}$$

dann gilt wegen Gleichung (6.6) auch:

$$E_{A,P,j} = E_{A,D,j} + E_{A,S,j} \tag{6.13}$$

Die Löslichkeit von Gasen und Flüssigkeiten in Polymermatrizes ist eine komplizierte und von unterschiedlichen Aspekten geprägte Materie. Es erstaunt daher nicht, dass der zweite Summand auf der rechten Seite der Gleichung (6.13) für kleinere Moleküle fast ausnahmslos der betragsmässig geringere ist und im Gegensatz zum ersten Summanden, der immer $E_{A,D,j} > 0$ ist, ein uneinheitliches Vorzeichen trägt. Deshalb gilt für die Temperaturabhängigkeit der Permeabilität im Allgemeinen sehr Ähnliches wie für diejenige des Diffusionskoeffizienten. Für das gewählte Beispiel der Permeation von H_2O-Molekülen durch eine PFA-Matrix findet man im *Polymer Handbook* [Bran99$_2$] für Temperaturen zwischen 10 und 80°C:

$$P_{H_2O}(T) = P_{H_2O,0} \cdot e^{-\frac{E_{A,P,H_2O}}{RT}} \tag{6.14}$$

wobei

$$P_{H_2O} = 79.7 \cdot 10^{-10} \frac{\mathrm{cm}^3_{\mathrm{STP}}\ \mathrm{cm}}{\mathrm{cm}^2\ \mathrm{Pa\ s}} \quad \text{und} \quad E_{A,P,H_2O} = 21.4\ \mathrm{kJ/mol} \tag{6.15}$$

Mit Gleichung (6.14) berechnete Werte weichen weniger als 1% von den bei BARLETTA und STOLL [Barl03] angegebenen ab. Für eine Einsatztemperatur von 70°C ergibt Gleichung (6.14) eine Permeabilität von $P_{H_2O}(70°C) = 4.4 \cdot 10^{-12}$ $\mathrm{cm^3_{STP}\,cm\,cm^{-2}\,Pa^{-1}\,s^{-1}}$. Durch Umrechnung mit dem Molekulargewicht und dem Dampfdruck des reinen Wassers bei 70°C [Schm89] erhält man daraus eine mit der Membrandicke normierte Massenstromdichte von:

$$\overset{*}{m}_{H_2O} \cdot w = P_{H_2O} \cdot \frac{m_{H_2O}}{v_{1\,mol,\,STP}} \cdot p_{vap,H_2O} = 0.95\,\frac{\mathrm{g\,mm}}{\mathrm{m^2\,d}} \qquad (6.16)$$

Dieser errechnete Wert liegt ca. 25% unter dem niedrigsten von CONDE und TAXÉN [Cond00] durch zeitliche Messung des Massenverlustes eines mit reinem Wasser gefüllten und bei definierter Innentemperatur in einer Abzugskammer vollkommen geschlossen gehaltenen PFA-Röhrchens bestimmte Wert von $\overset{*}{m}_{H_2O} \cdot w = 1.28\ g \cdot \mathrm{mm\,m^{-2}\,d^{-1}}$. Dabei lagen die an vergleichbaren Röhrchen aus PTFE gemessenen Permeationsraten sowohl für H_2O- als auch für HCl-Moleküle noch knapp zweimal so hoch wie bei PFA.

Sind Dicke und Durchtrittsfläche einer Schutzhülle sowie das Volumen des zwischen ihr und dem zu schützenden Bauteil eingeschlossenen Hohlraumes bekannt, lässt sich in Ergänzung zur diffusionsbedingten Verzugs- oder Nachlaufzeit auch näherungsweise eine Gesamtzeit ermitteln, die für das einmalige Anfüllen des Hohlraumes mit Wasser benötigt wird. Die Formel in Gleichung (6.17) ist nur unter der vereinfachenden Annahme, dass der Dampfdruck des Wassers, der sich auf der Innenseite der Schutzhülle als Folge der Permeation aufbaut, vernachlässigt wird, und solange gültig, wie die berechnete Zeit $t_C >> t_B$ ist.

$$t_C \approx \frac{V_H \cdot \rho_{H_2O}(T)}{\overset{*}{m}_{H_2O} \cdot w} \cdot \frac{w}{A_H} \qquad (6.17)$$

Die hier berechnete Zeit t_C zum vollständigen Füllen der Kavität zwischen Umkapselung und Magnet entspricht einem vereinfachend linearen Verlauf des Massenstromes des Permeats durch die Polymerhülle. Im realen Fall verlangsamt der sich aufbauende Gegendruck in der Kavität den Massenstrom und der Hohlraum wird nie ganz gefüllt. Diese Verläufe der akkumu-

lierten Permeatmenge sind in Abbildung 6.10 gezeigt, wobei die Tangente den Fall für die Berechnung von t_C repräsentiert.

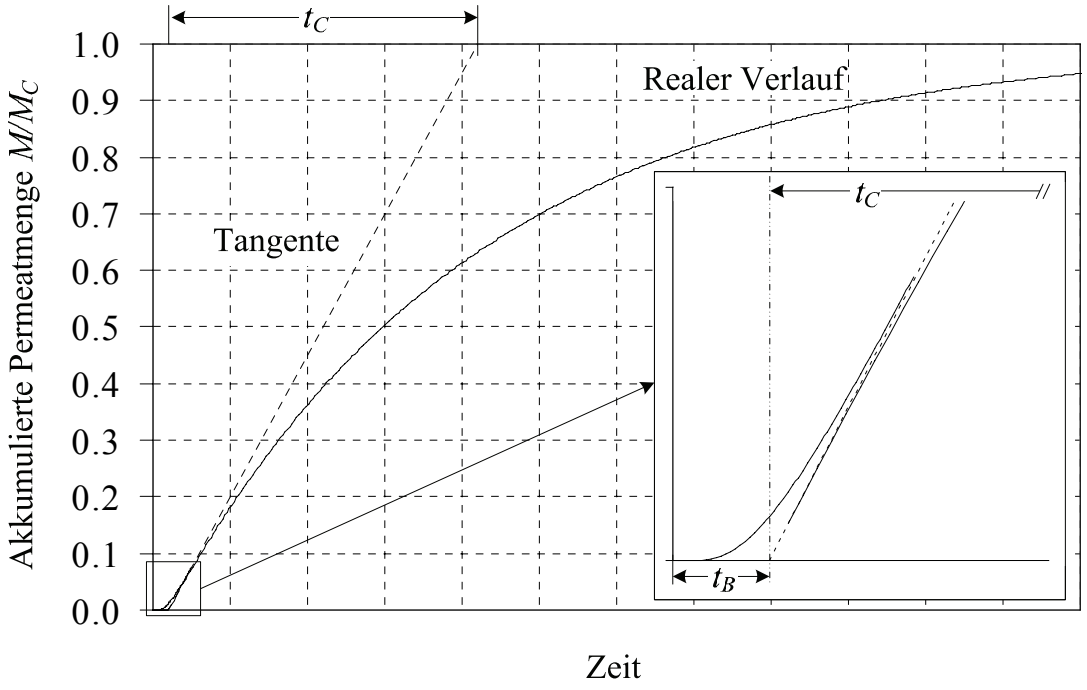


Abbildung 6.10 Zeitlicher Anstieg des Permeats, das sich in der Kavität zwischen Fluorpolymerumkapselung und Magnet sammelt

Mit einem angenommenen Hohlraumvolumen von V_H = 1 cm^3, der Dichte des flüssigen Wassers ρ_{H2O} = 1 g/cm^3 und einem normierten spezifischen Massenstrom von $\dot{m}^*_{H_2O} \cdot w = 1\ \mathrm{g\ mm\ m^{-2}\ d^{-1}}$ ergibt Gleichung (6.17) für eine Schutzhülle mit A_H = 40 cm^2 Durchtrittsfläche und w = 1.6 mm Dicke eine Zeit von t_C = 400 Tage, also etwa 1 Jahr. Die Verzugszeit t_B, die bei dieser Temperatur und für diese Wanddicke nur wenige Tage beträgt, ist also tatsächlich vernachlässigbar. Über die Wasserdampfpermeation durch eine Laufradhülle aus PFA lässt sich demnach folgendes sagen: Bei erhöhten Einsatztemperaturen stellt sich bereits nach wenigen Tagen ein konstant hoher Molekülstrom durch die Schutzhülle ein, der erst wieder abzunehmen beginnt, wenn die Hohlräume zwischen Schutzhülle und Metallkörper merklich mit Wasser (oder -dampf) angefüllt sind. Abhängig von Durchtrittsfläche und Hohlraumvolumen kann dies leicht Zeiträume von einem Jahr oder mehr in Anspruch nehmen, aber auch deutlich schneller ablaufen,

vor allem bei noch höheren Einsatztemperaturen und kleineren eingeschlossenen Hohlräumen. Es ist in diesem Zusammenhang bemerkenswert, dass STEPHANS [Step98] vor allem die Vorzüge besonders satt anliegender Auskleidungen, also kleiner oder gar nicht vorhandener Hohlräume, hervorhebt. Wo sich ausreichend Wasser überdeckt von einer Gasphase ansammeln kann, ist der Korrosionsangriff auf das Metallbauteil besonders stark, weil die chemischen Austauschprozesse mit dem zu korrodierenden Material innerhalb dieses Mikroklimas ungebremst sind. Ausserdem kann eine im Hohlraum angesammelte wässrige Mischung bei plötzlicher Absolutdruckabsenkung, wie sie etwa beim Abschalten einer Pumpe auftritt, zur Aufblähung des Hohlraums und damit zu weiterer Ablösung zwischen Schutzhülle und zu schützendem Bauteil und zu erheblichen zusätzlichen mechanischen Belastungen führen. Folgt man dem Grundsatz der konstruktiven Minimierung der Hohlräume, so wird man bei Einsatzzeiten von mehr als einem Jahr bei erhöhten Betriebstemperaturen in wässrigen Medien davon ausgehen müssen, dass das zu schützende Metallbauteil an seiner Oberfläche vollständig mit Wasser benetzt ist. Dies alleine schafft aber noch keinen hinreichend aggressiven Korrosionsangriff.

Die Frage stellt sich nach der Permeabilität massiver Fluorpolymerschichten gegenüber korrosiven Medien. Hier gilt nach [Cond00], dass die grösste Gefahr von den Halogenwasserstoffen HF, HCl und HBr ausgeht. Die Permeabilität von HCl in PFA ist zwei [Cond00] bis sechs [Bran99$_2$] mal geringer als diejenige des Wassers. Von der Permeabilität der Flusssäure HF, in PFA wird berichtet [Blum01], dass sie noch mindestens hundertmal geringer sei, allerdings mit steigender Temperatur sehr stark zunimmt. Die Permeabilität von Fluorpolymeren gegenüber reinem Chlorgas Cl_2, und Methylenchlorid CH_3Cl, ist hingegen beträchtlich und wieder eher mit derjenigen gegenüber dem Wasserdampfmolekül vergleichbar ([Ebne00$_1$] und [Ebne00$_2$]). Die Permeabilität der Schwefel- und der Phosphorsäure sowie diejenige der gelösten Salze und alkalischen Basen ist noch geringer einzustufen [Cond00]. Es wird angenommen, dass die Permeation der Fluss- und der Salzsäure auf dem Transport der undissoziierten Moleküle beruhe [Cond00]. Dies stützt auch die Vermutung, dass der Ionentransport durch Fluorpolymerschichten allgemein stark erschwert sei. Es konnten keine Hinweise auf einen Transport reiner metallischer Kationen oder ihrer ladungsneutralen hydratisierten Komplexe in der Literatur gefunden werden.

Messungen an modifiziertem PTFE [Schl96], das durch die Verarbeitung mit Metallionen kontaminiert war, ergaben Konzentrationen (die nicht notwendigerweise Gleichgewichtskonzentrationen sind), die mindestens tausend mal geringer waren als die üblichen Löslichkeiten z. B. des Wassers.

Fazit

Das Laufrad wird unter chemisch und thermisch anspruchsvollen Betriebsbedingungen nach wenigen Jahren auch trotz perfekt ausgeführter Schweissnähte Schädigung durch Korrosion erleiden und durch Aufblähung unbrauchbar werden. Bei besonders gut permeierenden Säuren wie HCl und bei Temperaturen oberhalb von 80 bis 100°C ist eine solche Schädigung auch in kürzerem Zeitraum möglich. Eine Kontamination des Arbeitsmediums durch herausgelöste Metallionen ist bei Betriebstemperaturen unterhalb 150°C aber höchstens nach mehreren Jahren im Bereich des Möglichen. Im Allgemeinen kann eine solche Kontamination als ein sicheres Zeichen dafür genommen werden, dass die Polymerhülle bedingt durch einen kombinierten chemisch-thermischen Angriff, aber ausgelöst von Lastwechselfolgeerscheinungen mechanisch Schaden genommen hat oder diesen Schaden unerkannt und fertigungsbedingt bereits früher aufwies. Lastwechselfolgeerscheinungen wie z. B. die Aufblähung der Laufradhülle können die Funktion eines berührungsfreien Pumpenantriebs bereits beeinträchtigen, lange bevor es in Folge davon zu einer merklichen Kontamination kommt.

Die härtesten Belastungen für ein Laufrad sind unter folgenden Bedingungen gegeben:

- möglichst hohe Temperatur
- schwankende Temperatur- und Druckbelastung mit erhöhtem Absolutdruck über längere Zeitspannen und parallel zur grossen thermischen Belastung
- Medien, die nebst Wasser, Schwefelsäure und Phosphorsäure auch noch HCl und HF enthalten [ITT06]

6.3.2 Im Betrieb

In Zusammenarbeit mit dem *Fraunhofer Institut* wurde ein lagerloses Pumpsystem zum Zwecke einer Kontaminationsanalyse in Betrieb an einem Nitridätzbecken getestet. Das Becken dient zum Ätzen von Siliciumnitridschichten mittels 150°C heisser 85% Phosphorsäure und kann Carrier für 200 mm Wafer aufnehmen. Die Pumpe dient zum Umwälzen der Phosphorsäure bei gleichzeitiger Filterung durch einen Filters mit 0.1 µm Porengrösse. Ziel dieses Vorhabens war eine Aussage über das Verhalten des Pumpsystems bei diesen Einsatzbedingungen zu treffen und eine mögliche Kontamination der Ätzflüssigkeit bezüglich Metallionen zu überprüfen.

Kontaminationsanalyse mittels TXRF

Die Untersuchungen wurden mit dem Analysegerät TXRF8300W der Firma *Atomika* durchgeführt. Bei der Totalreflexions-Röntgenfluoreszenz (TXRF) wird die charakteristische Röntgenfluoreszenzstrahlung detektiert, die durch die Anregung mit Röntgenstrahlung erzeugt wird. Die Röntgenstrahlung trifft unter einem kleineren Winkel als für die Totalreflexion nötig auf die Probe. Dadurch beträgt die Eindringtiefe der Röntgenstrahlung in die Probeoberfläche nur wenige Nanometer und die Untergrundsiganle des Substrates werden stark verringert. Damit kann ein verbessertes Signal-zu-Rauschverhältnis erzielt werden, wodurch die Nachweisgrenzen im Bereich von 10^{10} Atome/cm^2 erreicht werden können.

Hier sollen vor allem Verunreinigungen mit Neodym und Eisen gemessen werden. Der Nachweis von Zinn, welches aus der Magnetbeschichtung stammt, ist nicht möglich. Aufgrund der hohen Intensität der Fluoreszenzstrahlung der Siliziummatrix bei diesem Messverfahren kann es vorkommen, dass zwei Photonen der K-alpha Strahlung von Silizium vom Detektor als ein Photon mit der doppelten Energie interpretiert werden. Da die Signale von Zinn genau in diesem Bereich liegen, werden sie von den fehlinterpretierten Siliziumfluoroszenzstrahlung überlagert und sind nicht zuverlässig messbar.

Ergebnisse

Für die Kontaminationsanalyse werden neue Siliziumscheiben verwendet, so genannte Testwafer mit 150 mm Durchmesser. Vor dem Test werden sie auf Partikelkontamination untersucht und dann für 25 min in die 150°C und von dem lagerlosen Pumpsystem umgewälzte Nitridätze eingetaucht. Nach dem Ätzbad werden sie mit einem Spülprogramm von der Säure befreit und in einer Trockenschleuder getrocknet. Jetzt kann die Kontaminationsanalyse durchgeführt werden. Die Analyse mittels TXRF umfasst 21 chemische Elemente, wobei durch die Standardspezifikation für CMOS-Prozesse gefordert ist, dass Aluminium in kleineren Mengen als $1 \cdot 10^{10}$ Atome/cm^2 auf dem Wafer vorliegt, alle anderen Elemente sollen die Menge von $1 \cdot 10^{11}$ Atome/cm^2 nicht überschreiten.

Dieser Test der lagerlosen Pumpe erstreckte sich über einen Zeitraum von rund 9 Monaten. Dabei sind keinerlei Probleme mit dem Pumpsystem aufgetreten, weder auf der elektronischen noch auf der mechanischen Seite. Die auf den Wafern durchgeführte Kontaminationsanalyse zeigt keine Hinweise auf ein Austreten von Metallionen durch die aus PFA bestehende Ummantelung des Magneten im Impeller. Stellvertretend ist hier das Messprotokoll der letzten Analyse wiedergegeben. Die Werte von Aluminium liegen unter der Detektionsgrenze und die in Zusammenhang mit einem Neodym-Eisen Magneten besonders interessanten Metalle liegen unterhalb der geforderten $1 \cdot 10^{11}$ Atome/cm^2. Die hohen Silicium-Werte werden durch das benutzte Substratmaterial verursacht, die Werte bei Zinn stammen von fehlinterpretierten Siliciumphotonen. Schwefel, Chlor und Argon bewegen sich ausserhalb der geforderten Werte, diese Elemente sind aber Standardverunreinigungen bei der TXRF-Messung von Silizium Wafern und stammen nicht vom Pumpsystem.

A T O M I K A T X R F 8 3 0 0 W

Measurement: 1000 seconds — Date: 26.01.2006

Excitation: W-LB (thin) — Filter: None

Wafertype details: Si, D150, Flatted, 0° — System resolution: 96 eV

Element list: DEFWL.SQS — Avg DT: 22.6 % , 6566 cps

X: 25.0 mm, Y:-25.0 mm, Station: 1 Slot: 13 — Sample tilt: 2.2 mrad

Reference count rate: 667.12 ± 5.07 — VPD: No

Element & line	Conc. ± sigma [$10^{1°}$ Atoms/cm²]	Peak area ± sigma [counts/sec]	Fit index
Na K	Not detected		
Mg K	< 1101.993	0.05 ± 0.17	18.4
Al K	Not detected		
Si K		3158.29 ± 2.44	172.1
P K	Not detected		
S K	276.745 ± 32.389	1.85 ± 0.22	33.7
Cl K	358.896 ± 18.501	4.46 ± 0.23	2.7
Ar	897.153 ± 15.267	20.23 ± 0.31	12.8
K K	Not detected		
Ca K	Not detected		
Ti K	< 4.119	0.19 ± 0.16	0.1
V K	Not detected		
Cr K	< 1.625	0.07 ± 0.16	0.2
Mn K	< 0.958	0.04 ± 0.15	0.1
Fe K	**2.467 ± 0.583**	0.57 ± 0.13	0.2
Co K	Not detected		

Ni K	5.996 ± 0.565	1.96 ± 0.18	6.9
Cu K	Not detected		
Zn K	Not detected		
Sn L	63.554 ± 7.839	4.61 ± 0.57	18.3
Nd L	**< 1.868**	0.22 ± 0.28	0.2

Der Impeller weist nach dieser Einsatzdauer keine Farbveränderungen auf und ist weiterhin masshaltig, hat sich also nicht durch eventuelle Korrosion des Magneten aufgebläht oder durch Hitzeeinwirkung verformt.

Kapitel 7

Realisierung

7.1 Pumpenprüfstand

Um Flüssigkeitspumpen bei Einsatzbedingungen mit erhöhten Temperaturen zu prüfen, können nicht mehr einfache Wasserkreisläufe verwendet werden. An einen Pumpenprüfstand für Medientemperaturen um die 150°C werden folgende Anforderungen gestellt:

- Sicherheit, geschlossene Kabine, die im Falle einer Leckage keine Flüssigkeit nach aussen lässt
- Flüssigkeitskreislauf mit einstellbarem Volumenstrom
- Messung des erzeugten Druckes über der Pumpe und der Volumenstrom der Flüssigkeit
- Wählbare Temperatur der Flüssigkeit und das konstante Halten dieser Temperatur
- Temperaturstabile Pumpflüssigkeit mit niedriger Viskosität

Ein Pumpenprüfstand mit oben genannten Anforderungen für Pumpentests mit Durchflüssen bis 100 l/min und bis zu 6 bar Differenzdruck weist eine beachtliche Baugrösse auf und ist in Abbildung 7.1 zu sehen.

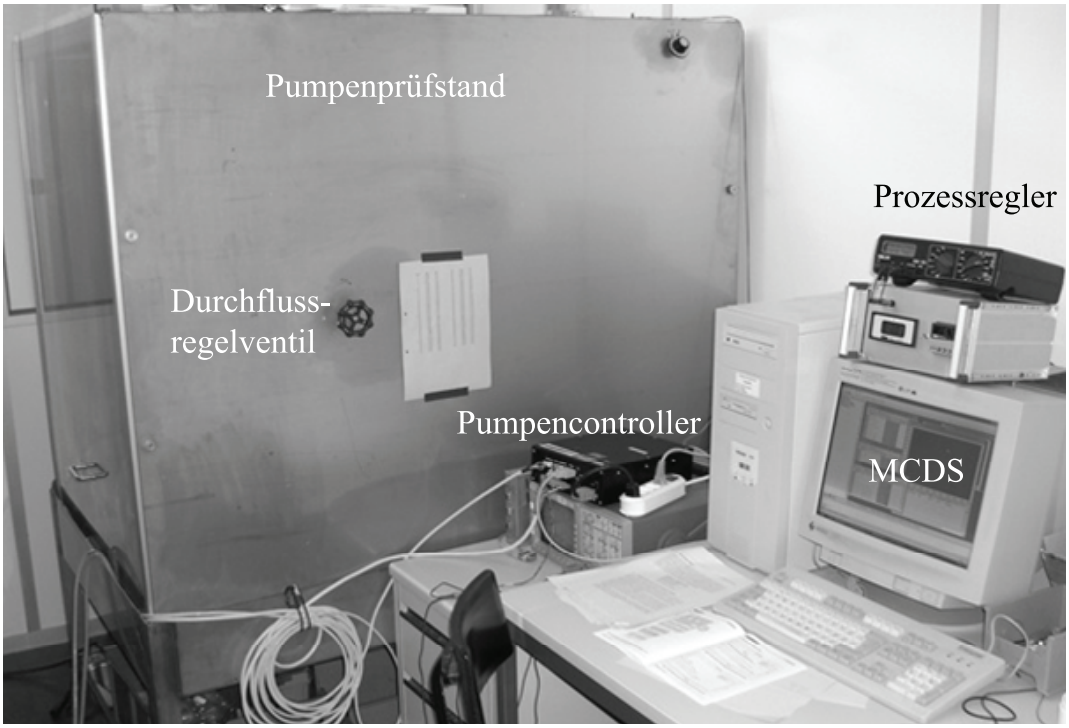


Abbildung 7.1 Pumpenprüfstand

Schwierig ist die Wahl einer geeigneten Flüssigkeit mit der die Pumpe getestet wird. Die üblicherweise in der Halbleiterindustrie zu fördernden Prozessflüssigkeiten sind chemisch aggressiv und giftig, daher ist eine Verwendung im „normalen“ Labor nicht möglich. Wasser als Pumpmedium könnte unter erhöhtem Druck zum Einsatz kommen. Der nötige Absolutdruck, um den Siedepunkt des Wassers auf 150°C zu verschieben, beträgt 5 bar. Um durch Druckabfall in den Rohrleitungen und im Pumpenkopf keine Dampfbildung zu ermöglichen, müsste der Systemdruck noch weiter angehoben werden. Da die Absolutdruck – Siedetemperaturkurve exponentiell verläuft sind schnell Werte um 8 bar erreicht. Diese hohen Drücke würden grosse konstruktive Anstrengungen verlangen und würden erhebliche Sicherheitsfragen aufwerfen. Zudem halten die aus Fluorkunststoffen gefertigten Pumpenköpfe diesen Drücken kaum stand. Es muss demnach eine Flüssigkeit gefunden werden, die ohne erhöhten Absolutdruck den geforderten Temperaturen standhält. In Frage kommen nur Flüssigkeiten ohne Wasseranteil, was auf eine Flüssigkeit auf Oelbasis hinausläuft. Hier fiel die Wahl auf das vollsynthetische Oel *Synpress Iso 32* der Firma *Motorex*, das sonst für Verdichteranlagen verwendet wird. Dieses weist für Oel eine sehr niedrige Viskosität auf und enthält keine Additive zur Viskositätsstabilisie-

rung, wie z. B. Motorenöl. Dies garantiert ein zeitlich stabiles Verhalten, da diese Additive durch mechanische Belastungen zerschlagen werden und damit die Eigenschaften des Oels beeinflussen. Das *Motorex Synpress Iso 32* weist einen Flammpunkt von 230°C auf, was eine genügend grosse Sicherheitsreserve zum Betriebspunkt bei 150°C gewährleistet. Die Viskosität, siehe Tabelle 7.1, liegt bei Raumtemperatur natürlich deutlich über der von Wasser, lässt aber eine Förderung durch die Pumpe problemlos zu. Ab einer Oeltemperatur von 100°C ist das Oel sehr dünnflüssig und für Pumpenzwecke fast vergleichbar mit Wasser. Die niedrigere Dichte verringert den durch die Pumpe erreichbaren Differenzdruck, was sich durch das dichteproportionale Verhalten des Pumpendifferenzdruckes leicht umrechnen lässt.

	20°C	100°C	150°C
Viskosität	$70mm^2/s$	$6mm^2/s$	$2.8mm^2/s$
Dichte	$0.827g/cm^3$	$0.77g/cm^3$	$0.75g/cm^3$

Tabelle 7.1 Viskosität und Dichte in Abhängigkeit der Temperatur des *Motorex Synpress Iso 32* Oels

Der Pumpenprüfstand besteht aus einer 1.5 m mal 1 m grossen Edelstahlwanne, in der ein Gerüst aus Aluminiumprofilen steht. An diesem Gerüst sind sämtliche Installationen befestigt und die Edelstahl Seiten und Deckenelemente zum Verschliessen des Prüfstandes verschraubt. Frontseitig dient eine hochschiebbare Polycarbonatscheibe für Einblick und Zugang. Der 50 l fassende Oeltank enthält eine 2.5 kW Heizung mit doppeltem Übertemperaturschutz. Die Heizleistung wird durch einen Prozessregler gesteuert, um die Temperatur des Oels genau einzuhalten und Temperaturprofile zu fahren. Die Durchflussmessung der Pumpe erfolgt durch eine Kleinmessstrecke mit Normblende der Firma *Dosch* Messapparate. Die resultierende Druckdifferenz vor und hinter der Blende wird gemessen und einem Durchfluss zugeordnet. Selbstverständlich wird auch der erzeugte Differenzdruck über der Pumpe erfasst. Druck- und Durchflussanzeige sind zusammen mit dem Prozessregler in einem Gehäuse untergebracht. Abbildung 7.2 zeigt den Flüssigkeitskreislauf und die Messgeräte im Pumpenprüfstand.

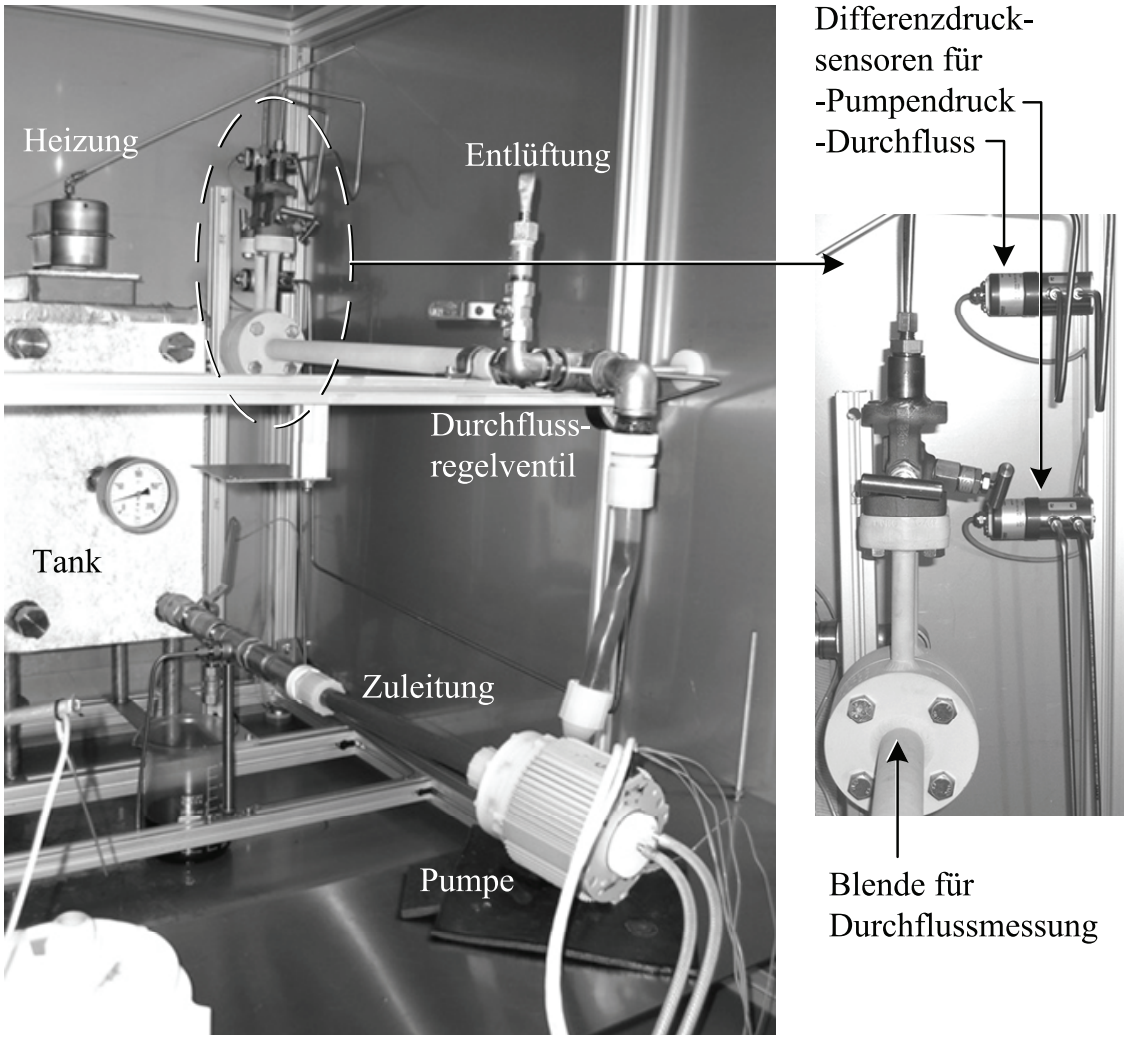


Abbildung 7.2 Flüssigkeitskreislauf im Pumpenprüfstand

7.2 Kühlsysteme

Alle realisierten Kühlsysteme für den lagerlosen Scheibenläufermotor sind passend zu dem Pumpsystem *BPS-3* von *Levitronix* gefertigt. Die Kühlsysteme bedingen natürlich gewisse Änderungen an den Motorkomponenten, aber die Kernbestandteile wie Eisenkreis, Antriebs- und Lagerwicklungen sowie Sensorelektronik bleiben unverändert.

Die hydraulische Leistung des Pumpsystems ist für einen Betrieb mit dem vorher erwähnten Oel in Form der Drosselkurven in Abbildung 7.3 wiedergegeben. Die durch die Pumpe erreichten Drücke liegen bedingt durch die niedrige Dichte des Oels niedriger als bei der Förderung von Wasser. Eine Umrechnung des erzeugten Pumpendruckes für verschieden dichte Flüssigkeiten ist durch den linearen Zusammenhang zwischen Pumpendruck und Dichte der Flüssigkeit leicht.

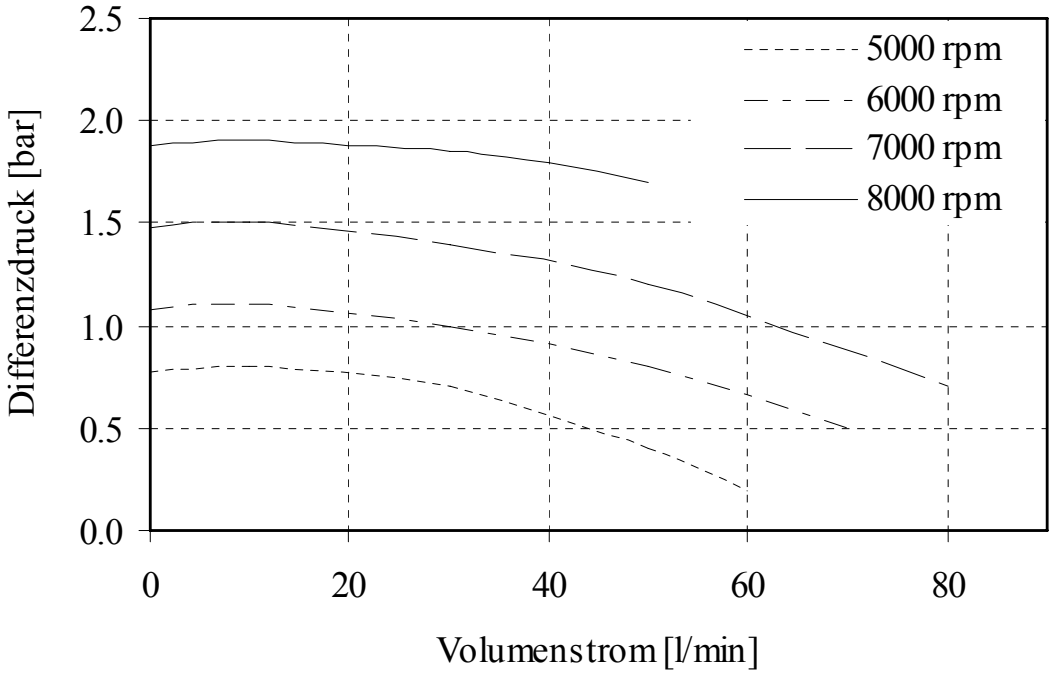


Abbildung 7.3 Drosselkurve der *BSM-3* Pumpe bei Betrieb mit 150°C heissem Oel

Die in Kapitel 4 für die verschiedenen Kühlmethoden angegebenen Diagramme mit der aufgezeichneten Motortemperatur in Abhängigkeit des hydraulischen Volumenstromes beziehen sich alle auf die oben dargestellte Drosselkurve.

7.2.1 Luftkühlung

Die Luftkühlung der Pumpe umfasst die natürliche Konvektionskühlung sowie die forcierte Luftkühlung mit und ohne Kaltluftstromerzeuger. Auch speziell für Kühlung mit natürlicher Konvektion und Wärmestrahlung optimierte Gehäuse, wie in Abbildung 7.4, vermögen den Motor beim Antrieb der Pumpe mit heisser Flüssigkeit nicht so kühl zu halten, dass die Temperatur der Sensorelektronik die zulässigen 90°C nicht übersteigt. Erschwerend kommt hinzu, dass die Umgebungstemperatur im Pumpenprüfstand trotz aktiver Belüftung leicht auf Werte zwischen 30 und 40°C steigt.

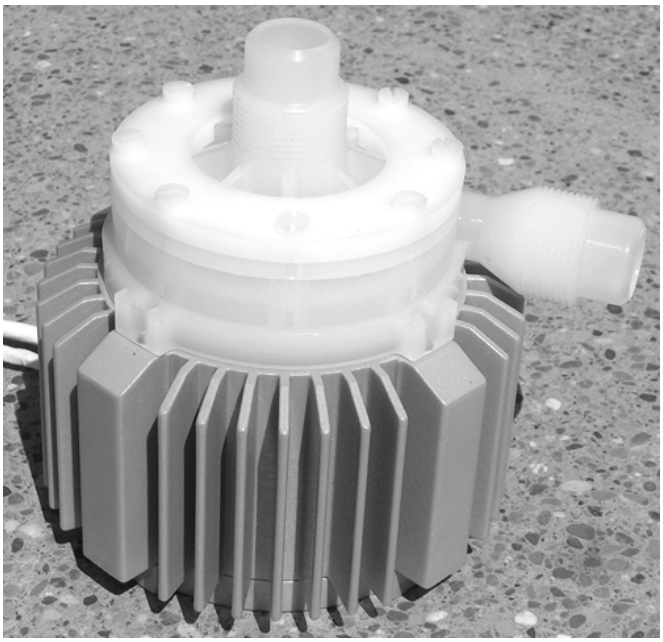


Abbildung 7.4 Pumpe mit Kühlkörper für natürliche Konvektionskühlung

Über einen auf den Motor gesteckten Kühlmantel können die Kühlrippen des Motorgehäuses forciert belüftet werden. Ein mit Druckluft versorgter Kühlmantel vermag den lagerlosen Motor deutlich besser zu kühlen als die natürliche Konvektionskühlung. Bei der Förderung einer 150°C heisser Flüssigkeit reicht es trotzdem nur zur Erbringung kleiner hydraulischer Leistungen, bei einer Drehzahl von 6000 rpm sind nur Förderströme von 10 l/min möglich. Unter Zuhilfenahme eines Kaltluftstromerzeugers kann die in den Kühlmantel geleitete Luft auf ein niedrigeres Temperaturniveau gesenkt werden und damit kann die Motortemperatur ebenfalls tiefer gehalten werden. Abbildung 7.5 zeigt das System aus Pumpe, Kühlmantel und Kaltluftstromerzeuger.

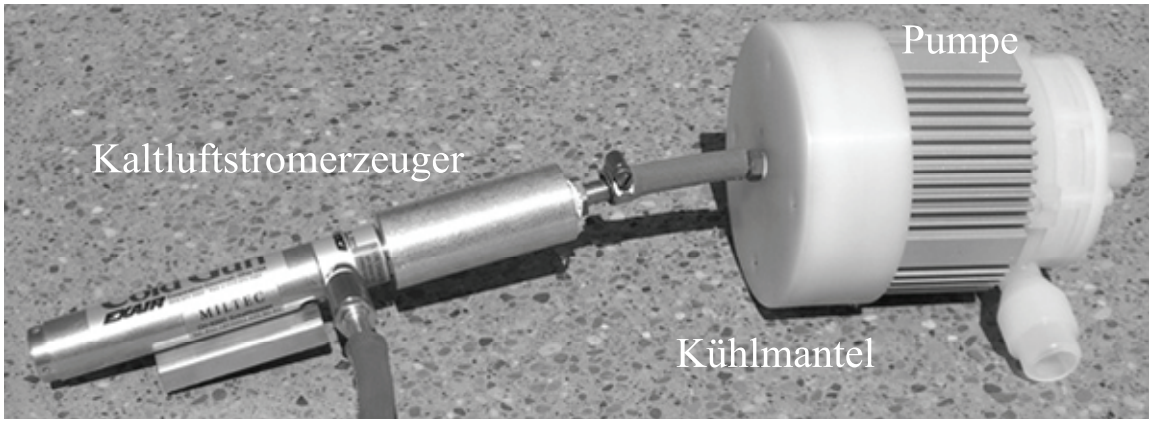


Abbildung 7.5 Pumpe mit forcierter Luftkühlung durch Kühlmantel und Kaltluftstromerzeuger

Mit dieser Kühlung lässt sich ein Grossteil des Betriebsbereichs der Pumpe bei der Förderung von 150°C heissem Oel ausschöpfen. Die Grenze ist erst bei Pumpendrehzahlen um 7000 rpm und Volumenströmen von 50 l/min erreicht. Der Luftverbrauch des Kaltluftstromerzeugers liegt beim üblichen Eingangsdruck von 6.5 bar bei etwa 350 SLPM.

7.2.2 Wasserkühlung

Die Wasserkühlung umfasst zwei Kühlmethoden, zum einen im Motorinnern, genannt Kühlzapfen, und zum anderen in Form eines speziellen Gehäuses, bezeichnet mit Kühlmantel.

Kühlzapfen

Der Kühlzapfen nutzt den durch die Tempelkonstruktion des Motors entstehenden Freiraum zwischen den Antriebs- und Lagerwicklungen. Erste Prototypen bestehen aus handgewickelten Kupfer- und Edelstahlrohren mit 4 bzw. 5 mm Aussendurchmesser, wie sie Abbildung 7.6 zeigt. Die mit Wasser durchströmte Rohrwicklung liegt eng an den Antriebs- und Lagerspulen an und vermag diese gut zu kühlen. Die Kühlhelix bietet aber für eine gute Wärmeabführung der Sensorelektronik zu wenig Stirnfläche. Ausserdem erweist sich die Montage als äusserst umständlich, da alle Motorkabel durch die Kühlwicklung hindurch geführt werden müssen.

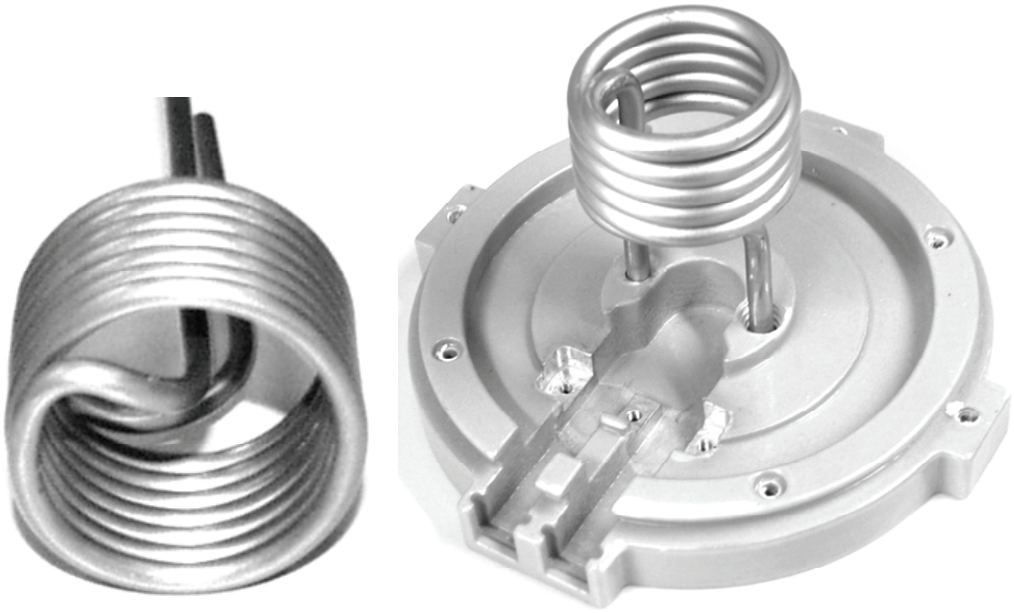


Abbildung 7.6 Handgewickelte Prototypenkühlungen aus Kupfer- und Edelstahlrohren

Um die Nachteile der Kühlungen aus gebogenen Rohren zu eliminieren besteht der Kühlzapfen aus einem C-förmigen mit Bohrungen versehenen Edelstahlrohr. Der Kühlzapfen in Abbildung 7.7 wird mit dem Abschlussring und dem Bodenteil verschraubt und als Einheit montiert.

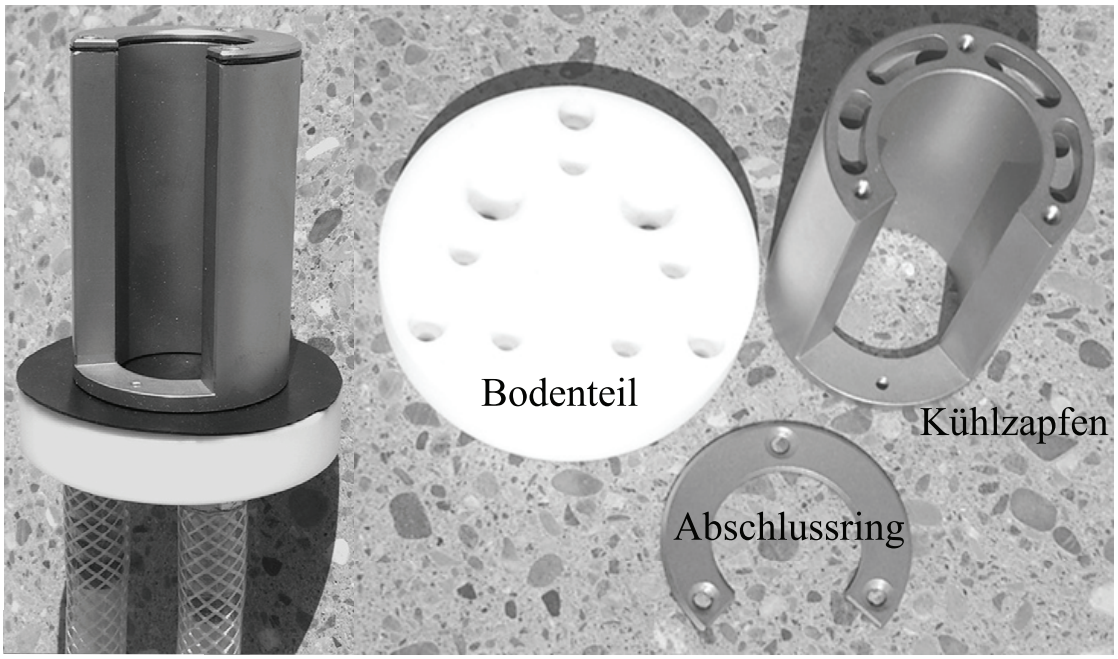


Abbildung 7.7 Kühlzapfen und seine Komponenten

Die spezielle Form dieser Konstruktion erlaubt eine einfache Kabelführung und bietet sogar die Möglichkeit einer optionalen Montage, wenn beim Vergiessen des Motors entsprechende Blindstopfen verwendet werden. Abbildung 7.8 zeigt das Pumpsystem mit dem montierten Kühlzapfen.

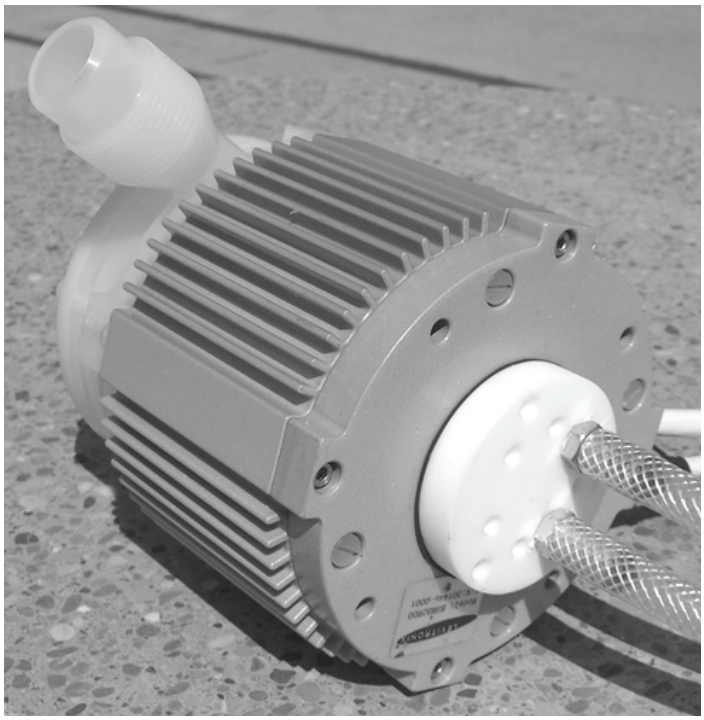


Abbildung 7.8 Pumpe mit verbautem Kühlzapfen

Diese Kühlungsart erlaubt der Pumpe bei der Förderung von 150° heissem Oel einen etwas grösseren Betriebsbereich als mit forcierter Luftkühlung in Kombination mit einem Kaltluftstromerzeuger. Arbeitspunkte mit Drehzahlen bis 8000 rpm und Volumenströme bis 30 l/min sind möglich. Je nach Temperatur des Kühlwassers variiert die Temperatur im Motor und demnach auch dessen Betriebsgrenze. Der Kühlwasserverbrauch liegt unter 0.5 l/min und bietet den Vorteil einer absolut geräuschfreien Arbeitsweise.

Kühlmantel

Der aus eloxiertem Aluminium gefertigte Kühlmantel weist innere Bohrungen und Nuten auf, die einen mäanderförmigen Kühlkreislauf ergeben. Durch Abschlussringe und Dichtungen werden die Nuten und Bohrungen geschlossen und gedichtet. Der verschraubte gesamte Kühlmantel wird als Ganzes anstelle des normalen Gehäuses auf dem Motor montiert.

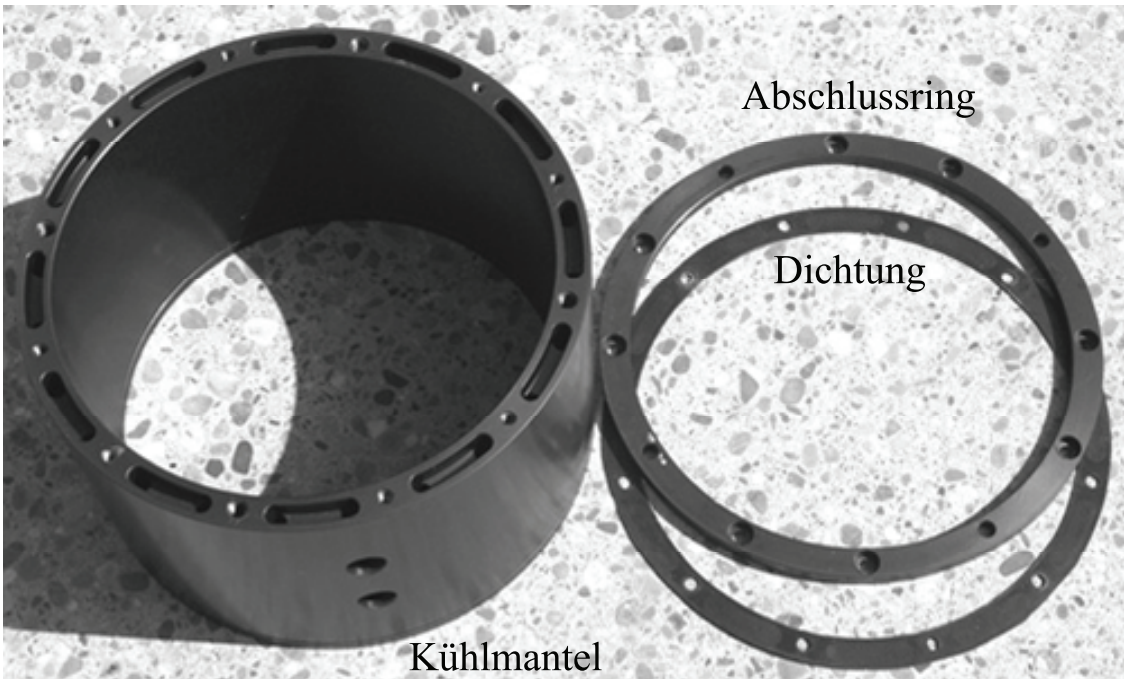


Abbildung 7.9 Kühlmantel und seine Komponenten

Durch den wassergekühlten Mantel kann die Temperatur im Motor selbst bei der Förderung von Medien mit einer Temperatur von 150°C und unter Volllast immer unter der Grenze von 90°C gehalten werden. Die Pumpe kann mit Maximaldrehzahl von 8000 rpm an ihrem Drehmomentlimit betrieben werden, die benötige Kühlwassermenge beläuft sich abhängig von der Einlasstemperatur auf maximal 0.5 l/min. Abbildung 7.10 zeigt die Pumpe ausgestattet mit dem wassergespeisten Kühlmantel. Dieser muss für die Anwendung in der Halbleiterindustrie noch mit einer chemikalienresistenten Beschichtung aus Fluorkunststoff überzogen werden.

Abbildung 7.10 Pumpe mit wassergespeistem Kühlmantel als Motorgehäuse

7.3 Sensorlos

Der Motoraufbau zu dem in Kapitel 5.2 beschriebenen sensorlosen Scheibenläufermotor mit externer Elektronik ist in Abbildung 7.11 zu sehen. Alle Komponenten in diesem Motor sind aus hitzebeständigen Materialen gefertigt, so bestehen alle Kunststoffteile aus Peek, einem technisch sehr hochwertigen Kunststoff mit hervorragenden mechanischen Eigenschaften. Die chemische Bezeichnung lautet Polyetheretherketon und dauernde Anwendungstemperaturen von bis zu 250°C sind möglich [Kern06]. Im Motor verbleiben nur der Eisenkreis mit Antriebs- und Lagerspulen sowie die Wirbelstromspulen zur Positionserfassung des Rotors. Die Elektronik zur Aufbereitung der Sensorsignale ist in einer externen Box untergebracht, so dass keine hitzeempfindlichen Komponenten im Motor verbaut sind.

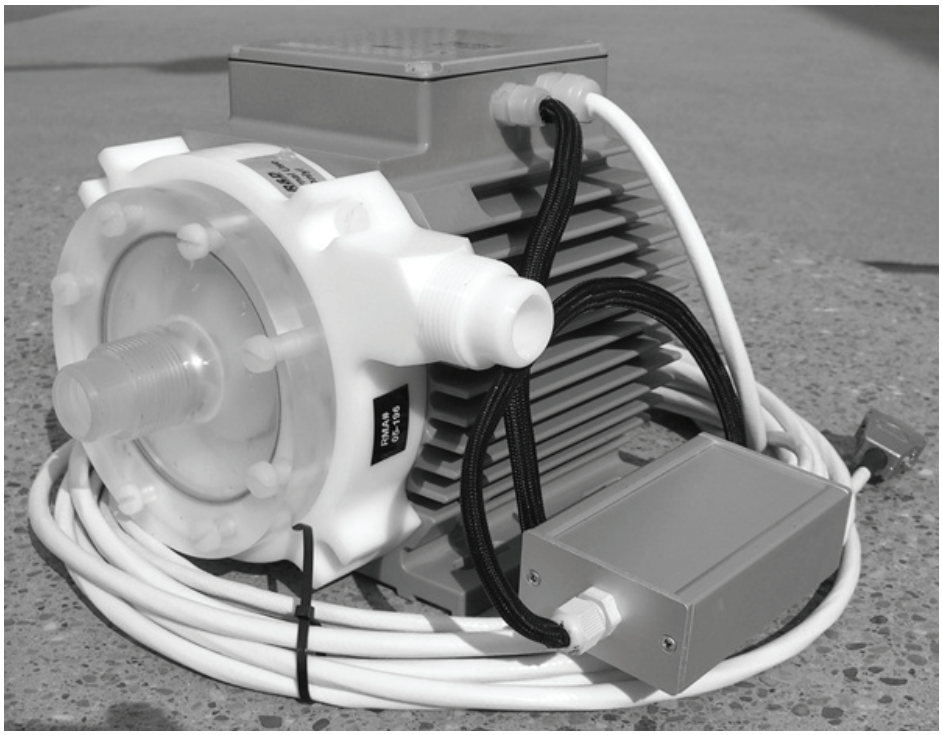


Abbildung 7.11 Lagerloses Pumpsystem ohne Hallsensoren und externer Elektronik

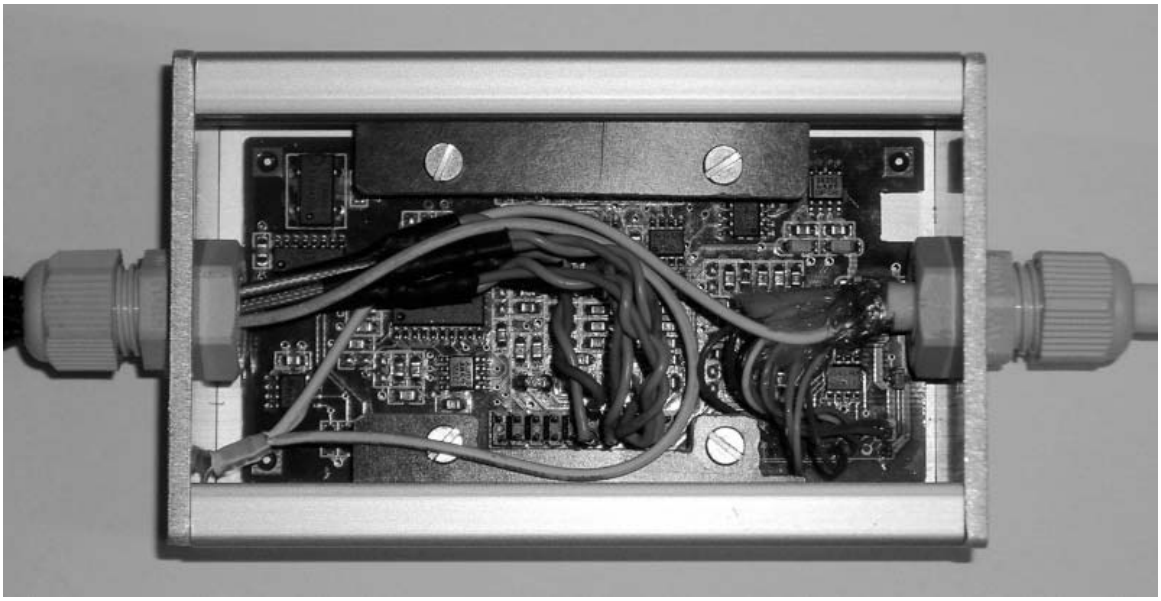


Abbildung 7.12 Externe Elektronik zur Aufbereitung der Sensorsignale

7.4 Dauertests

Die Beständigkeit von Pumpenkopf und Motor gegenüber dem heissen Fördermedium soll über eine lange Einsatzzeit getestet werden. Um gleich zwei Pumpen mit demselben Flüssigkeitskreislauf zu testen, laufen in diesem Test zwei Pumpen in Serie. Die lagerlosen Motoren werden mit Druckluft gekühlt. Zusätzlich misst ein Ultraschalldurchflussmesser den Fluidstrom im Kreislauf. Als Pumpflüssigkeit kommt wieder das synthetische Synpress Iso 32 Oel zum Einsatz und wird von einem kleinen Oeltank mit Heizung auf der Temperatur von 150°C gehalten. Der ganze Dauertest ist aus Sicherheitsgründen in einer verschlossenen Aluminiumbox untergebracht. Abbildung 7.13 zeigt den Flüssigkeitskreislauf und seine Komponenten. Die Versorgungseinrichtungen für den Test sind aussen an der Box befestigt und sind Abbildung 7.14 zu sehen.

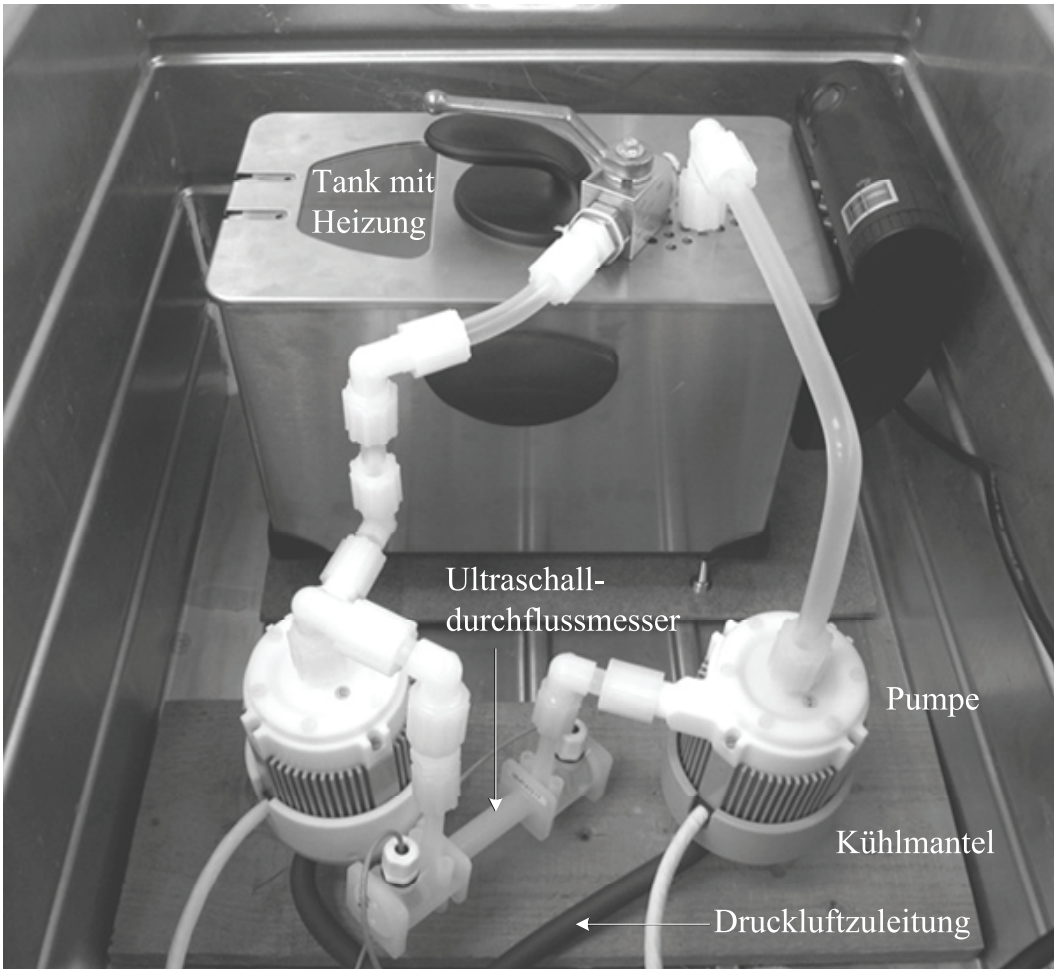


Abbildung 7.13 Flüssigkeitskreislauf des Dauertests

Der Dauertest erstreckte sich über eine Betriebszeit von über einem Jahr, genau 393 Tage. In dieser Zeit war kein Ausfall einer Testkomponente zu beklagen, die lagerlosen Pumpen liefen einwandfrei. Über den Testzeitraum wurden die Betriebsdaten des Motors sowie die Temperaturen protokolliert. Alle Werte verlaufen stabil und zeigen keine Auffälligkeiten.

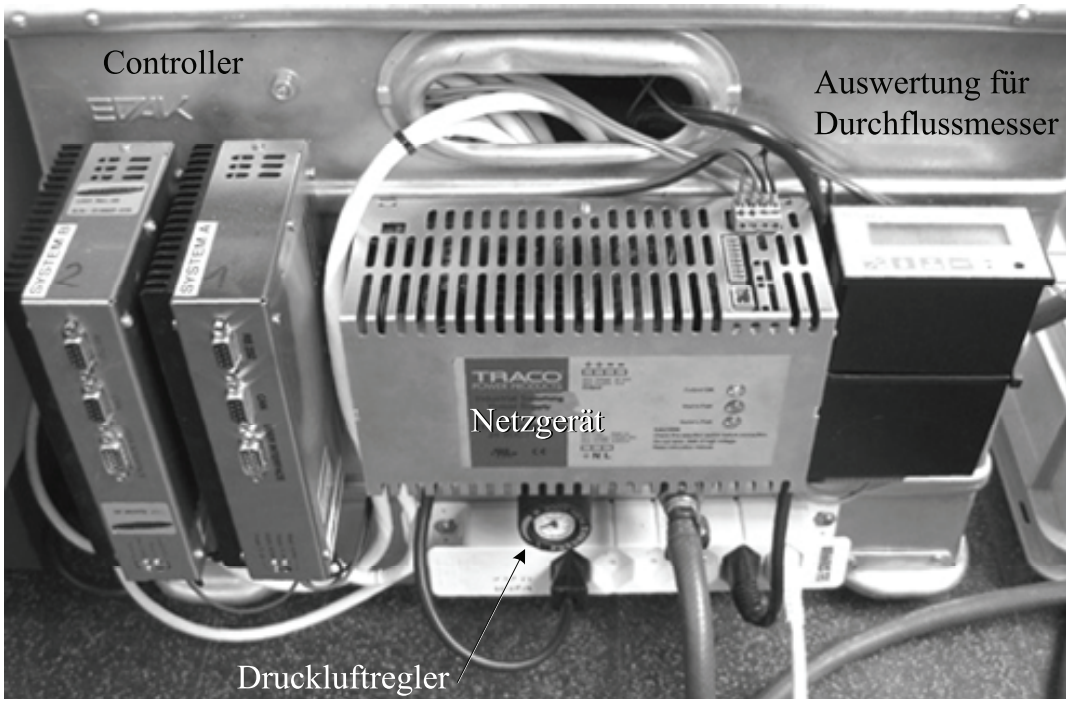


Abbildung 7.14 Versorgungseinrichtung des Dauertest mit Netzgerät, Motorcontrollern, Auswertung für Durchflussmesser und Druckluftregler

Die leichten Schwankungen der Werte der Motordaten in Abbildung 7.15 und der Temperaturen in Abbildung 7.16 haben folgende Ursachen:

- Hysteresebehafteter Thermostat der Mediumsheizung im Tank
- Zu leistungsstarkes Heizregister verursacht Ablagerungen aus verkohltem Oel auf dem Impeller, leichte Unwuchten entstehen
- Jahreszeitbedingte Schwankungen der Umgebungstemperatur

Die Impeller aus PFA weisen nach dieser Einsatzdauer keine Risse oder Verformungen auf und sind weiterhin masshaltig, einzig eine leichte ölfarbene Verfärbung ist festzustellen.

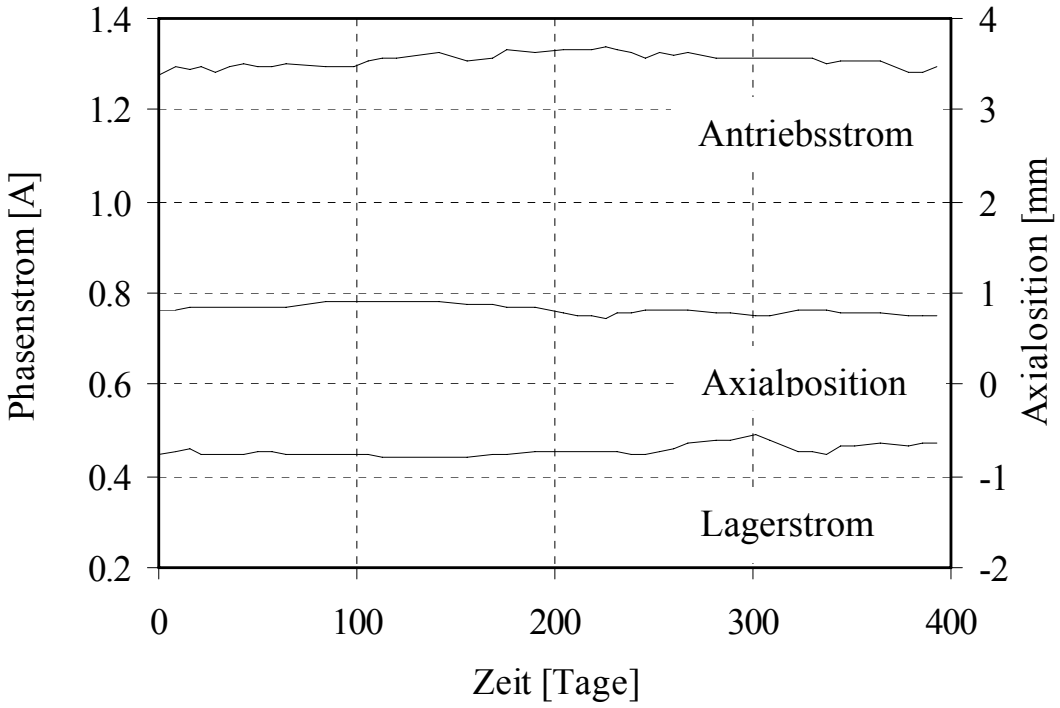


Abbildung 7.15 Verläufe der Motorströme und der Axialposition des Impellers während des Dauertests

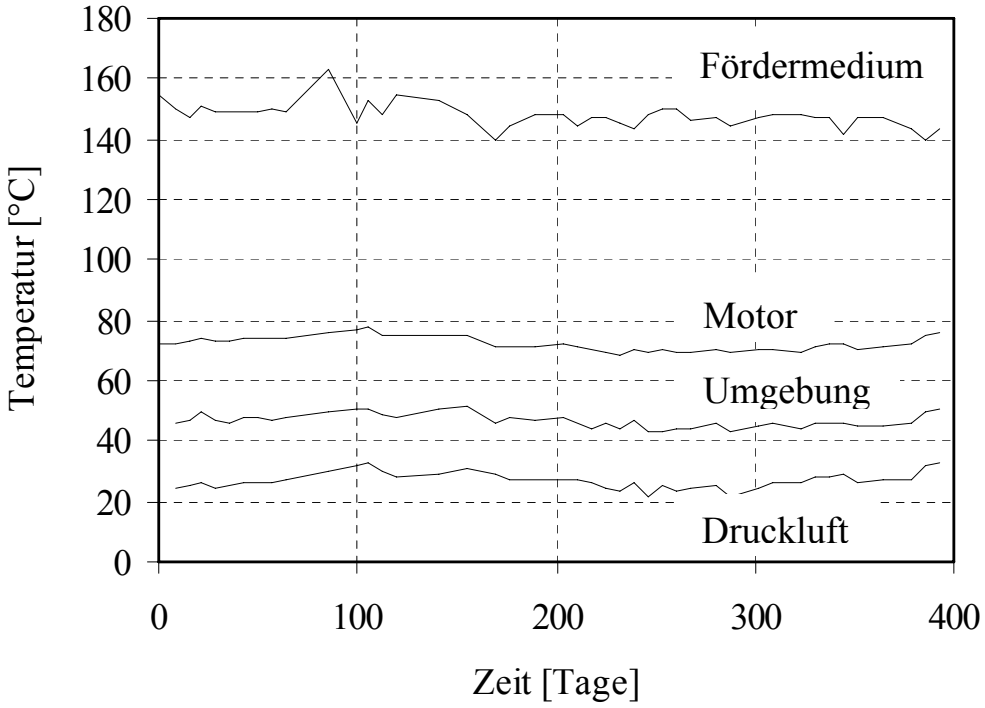


Abbildung 7.16 Verläufe der Motor- und Umgebungstemperaturen während des Dauertests

Kapitel 8

Zusammenfassung und Ausblick

8.1 Zusammenfassung der Arbeit

Zur Herstellung von integrierten Schaltungen behandelt die Halbleiterindustrie Siliziumwafer in mehreren Prozessschritten mit Chemikalien. Diese aggressiven Prozessflüssigkeiten müssen durch Pumpsysteme gefördert werden, ohne dass die Medien durch darin lösliche Substanzen oder Partikel kontaminiert werden. Der lagerlose Scheibenläufermotor als Antrieb einer Kreiselpumpe kann diese Anforderungen gut erfüllen und trägt durch den kontinuierlichen Förderstrom zu einer hohen Prozessqualität bei.

Die aus Effizienzgründen vor allem bei Ätzprozessen auftretenden hohen Prozesstemperaturen verlangen nach einem für hohe Betriebstemperaturen geeigneten lagerlosen Pumpsystem.

Die in Bezug auf heisse Fördermedien kritischsten Komponenten im Scheibenläufermotor sind die Elektronik zur Positionserfassung des Rotors und der Rotor selbst.

Um die Temperatur im Motor und damit die Temperatur der Positionssensorik für beliebige Betriebspunkte des Pumpsystems vorauszusagen, wurde ein thermisches Modell erstellt, das die Motorverluste berechnet, die Wärmeverteilung bestimmt und verschiedene Kühlmethoden berücksichtigen kann. Als Kühlmethoden wurden für die Pumpe mit Luft und Wasser arbeitende Kühlkonzepte vorgestellt, welche die Elektroniktemperatur im Motor auch beim Betrieb mit bis zu 150°C heissen Fördermedien in zulässigen Bereichen halten.

Das entworfene Sensorkonzept bietet die Möglichkeit zum Betrieb der Pumpe mit heisser Flüssigkeit ohne Kühlung des Motors. Dabei wird auf einen Teil der Sensoren verzichtet, so dass sämtliche Elektronik ausserhalb des lagerlosen Motors untergebracht werden kann. Die fehlenden Sensorinformationen werden aus motorinternen Grössen berechnet und erlauben mit Hilfe eines grösseren Softwareaufwandes den Betrieb der magnetgelagerten Kreiselpumpe. Dabei müssen geringe Leistungseinbussen hingenommen werden.

Der von heissen und aggressiven Chemikalien umgebene Rotor des Pumpsystems muss hohen Anforderungen genügen. Behandelt wurden die Wahl des für den Anwendungszweck richtigen Magnetmaterials und dessen temperaturabhängige Eigenschaften. Um die chemische Resistenz des metallischen Rotormagneten zu gewährleisten, ist eine hermetisch dichte Umkapselung unumgänglich. Hier wurden die thermischen, chemischen und mechanischen Eigenschaften von zur Umkapselung des Rotormagneten geeigneten Fluorkunststoffen beschrieben. Wichtiges Element dabei ist die Permeation von Ionen durch die Fluorkunststoffhülle und der damit einhergehende Korrosionsangriff auf den Permanentmagneten. Die Permeation von Molekülen wurde theoretisch und praktisch untersucht und es wurde gezeigt, dass der Magnet nach langer Einsatzdauer zwar korrodieren kann, aber eine Kontamination der Flüssigkeit durch austretende Metallionen bei intakter Fluorkunststoffhülle nicht möglich ist.

Mit Prototypen von lagerlosen Pumpsystemen, mit Dauertests und im Einsatz in chemischen Nassprozessen wurde die Tauglichkeit zur Förderung von heissen und aggressiven Flüssigkeiten gezeigt.

8.2 Ausblick

Die in den praktischen Versuchen gewonnenen Erfahrungen und Erkenntnisse ermutigen zu weiterführenden Untersuchungen. Um den Weg für einen industriellen Einsatz in Anwendungen mit hohen Prozesstemperaturen zu ebnen, sind noch einige Aspekte zu untersuchen. Hier ist vor allem die chemische Beständigkeit und Dichtheit der Umkapselung des Permanentmagneten zu erwähnen. Erst Untersuchungen über den Zeitraum von Jahren für verschiedene Chemikalien können zeigen, wann die Korrosion des Magneten so weit fortgeschritten ist, dass ein Platzen der Fluorkunststoffhülle eintreten kann oder der Impeller durch Aufblähung unbrauchbar wird.

Prozessflüssigkeiten bei der Bearbeitung von Siliziumwafern können zur Effizienzsteigerung der chemischen Reaktionen mit ausgasenden Komponenten wie Wasserstoffperoxid versetzt sein. Je höher die Temperatur der Flüssigkeit, desto stärker ist der Ausgasungsvorgang, was den Gasanteil in einer Flüssigkeit so weit anheben kann, dass eine Förderung durch die bestehende Kreiselpumpe unmöglich wird. Hier können Impeller mit spezieller Flügelradgeometrie und Systeme zur Verhinderung von Gasansammlungen im Pumpenkopf Abhilfe schaffen.

Die gewonnenen Erkenntnisse aus den Untersuchungen zu den Aspekten der Wärmeabführung werden den Weg in die Serienproduktion rasch finden. Sie werden zum einen in neue Produktlinien der Firma *Levitronix* einfliessen und zum andern bereits bestehende Systeme erweitern, mit dem Ziel, das Einsatzgebiet der magnetgelagerten Pumpen in Bezug auf die Medien- und Umgebungstemperaturen und in Bezug auf höhere Leistungsdichten auszudehnen.

Kapitel A

Anhang

A.1 Bearingless Pump System BPS-3

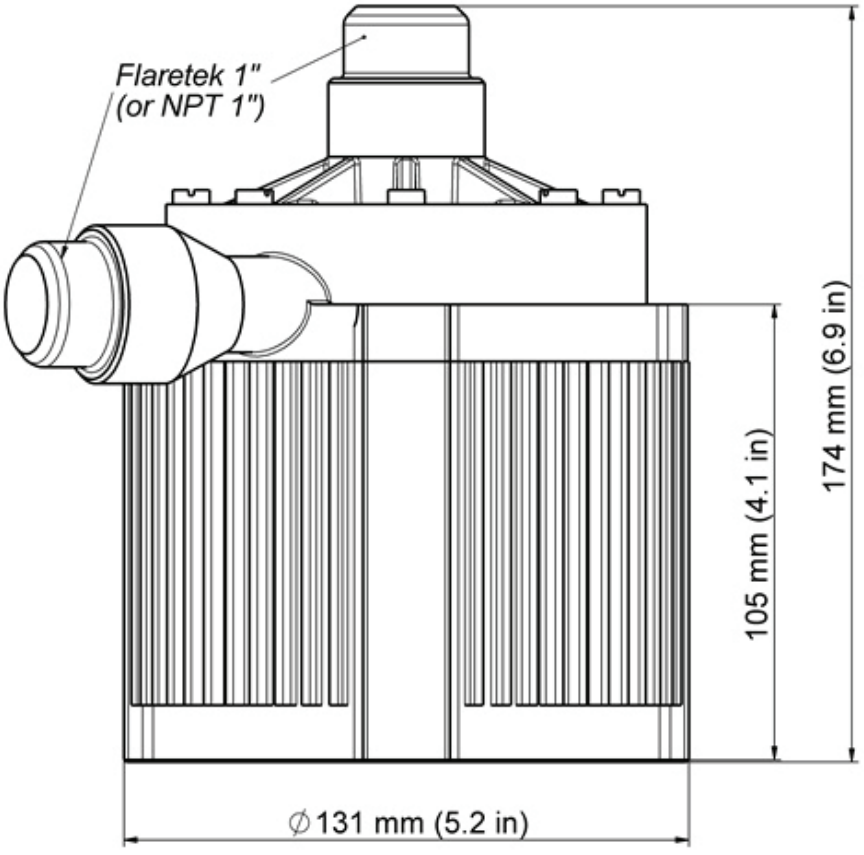


Abbildung A.1 Abmessungen der *BPS-3* Pumpe von *Levitronix*

Max. Differenzdruck (Wasser)	2.5 bar
Max. Fluss (Wasser)	75 l/min
Max. mech. Ausgangsleistung	300 W
Max. Drehzahl	8000 rpm
Betriebsspannung	48 V

Tabelle A.1 Kenndaten der *BPS-3* Pumpe von *Levitronix*

A.2 Bearingless Pump System BPS-4

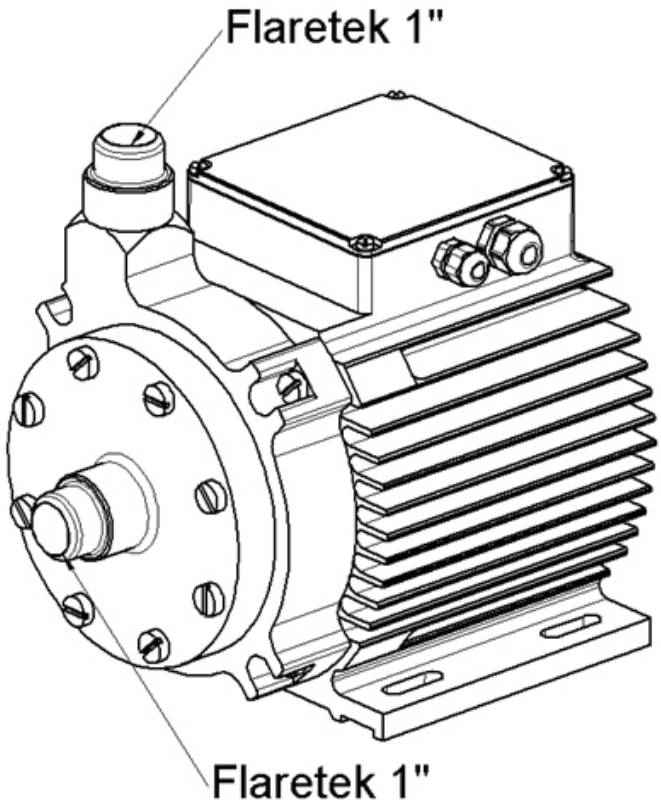


Abbildung A.2 *BPS-4* Pumpe von *Levitronix*

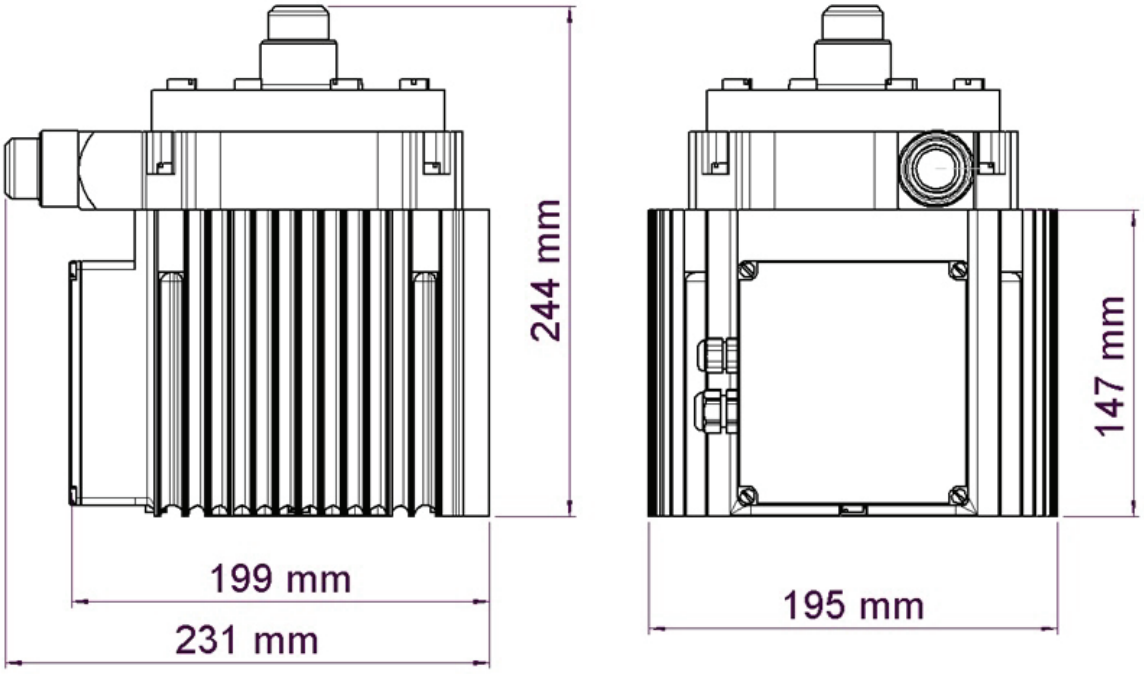


Abbildung A.3 Abmessungen der *BPS-4* Pumpe von *Levitronix*

Max. Differenzdruck (Wasser)	4.0 bar
Max. Fluss (Wasser)	140 l/min
Max. mech. Ausgangsleistung	1200 W
Max. Drehzahl	8000 rpm
Betriebsspannung	325 V

Tabelle A.2 Kenndaten der *BPS-4* Pumpe von *Levitronix*

A.3 Thermisches Modell

Die untenstehende Tabelle der thermischen Widerstände ist nach den verschiedenen Kühlmethoden aufgeteilt, da die Werte der Widerstände teilweise davon abhängen. Wärmewiderstände, die einen Wärmeaustausch durch Konvektion und Wärmestrahlung beinhalten, sind absoluttemperaturabhängig, daher ist nur ein ungefährer (~) Wert angegeben.

Nr.	Passive Luftkühlung	Aktive Luftkühlung	Kühlmantel	Kühlzapfen
1	0.907			
2	3.911			
3	~3.7 (temperaturabhängig)			
4	0			
5	1.218			
6	0.011			
7	9.96			10.57
8	0.552			
9	6.244			
10	0			
11	1.078			
12	7.350			
13	0			
14	0			
15	0.095			
16	0.065			
17	$0.43\ 10^{-3}$			
18	$0.23\ 10^{-3}$			
19	0.035			

20	~1.6	~0.65	~2.9	~1.9
21	0.656			
22	1.415			1.97
23	9.958			∞
24	∞			0.207
25	0.527			
26	∞			4.331
27	∞			1.672
28	0.142			0.172
29	0.148			0.180
30	$4.38\ 10^{-3}$			$5.33\ 10^{-3}$
31	$2.78\ 10^{-3}$			$3.13\ 10^{-3}$
32	0.094			0.106
33	~6.6	~2.9	~9.2	~9.3
34	0.953			
35	0.953			
36	1.900			
37	0.095			
38	$0.63\ 10^{-3}$			
39	∞		0.078	∞
40	4.244			
41	0.656			
42	0.962			

Tabelle A.3 Werte der Widerstände im thermischen Modell, alle Werte in K/W

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1	links: Ziehen eines Ingots nach dem Czochralski-Verfahren aus der Schmelze polykristallinen Siliziums, rechts: Ingots nach dem Ziehen, rund geschliffene Ingots vor dem Schneiden und Wafer-Rohlinge [Irli05]	20
Abbildung 1.2	Wafer-Fertigung, vom Quarzsand zum Wafer-Rohling	21
Abbildung 1.3	Strukturfertigung auf dem Wafer	22
Abbildung 1.4	links: Wafer werden in einen Oxidationsofen geschoben, rechts: Auftragen des Fotolacks in einem Spin-Prozessor [Fisc05], [Micr05]	25
Abbildung 1.5	Montage des Chips im Gehäuse	26
Abbildung 1.6	links: Zerschneiden des Wafers in einzelne Chips, rechts: Feine Golddrähte verbinden die Anschlüsse des Chips mit denjenigen des Gehäuses [Fisc05], [Micr05]	27
Abbildung 1.7	Schematische Darstellung einer Balgenpumpe	29
Abbildung 1.8	Chemikalienresistente Balgenpumpe für einen Durchfluss von 20 l/min, Quelle: *Iwaki CO., LTD.*	30
Abbildung 1.9	Pumpen von *Levitronix* der Typen *BPS-1*, *BPS-3* und *BPS-4*	32

Abbildung 1.10	Elektromotor mit Eigenkühlung, der Lüfter sitzt direkt auf der Motorachse, Quelle: *ABB*	33
Abbildung 1.11	Verschiedene Kühlarten für Elektromotoren	34
Abbildung 1.12	High Torque Motoren, wassergekühlte permanenterregte hochpolige Synchronmotoren, ganz rechts in Hohlwellenausführung, Quelle: *Baumüller Holding GmbH*	35
Abbildung 2.1	Diametral magnetisierter zweipoliger Permanentmagnet	40
Abbildung 2.2	Positions- und Winkelkoordinaten des Rotors	40
Abbildung 2.3	Zusammenhang zwischen Stator- und Feldkoordinatensystem	41
Abbildung 2.4	Passives Axiallager	42
Abbildung 2.5	Passives Kipplager	42
Abbildung 2.6	Lorentz-Querkraftbildung für $p_A = 1$ und $p_L = 2$	44
Abbildung 2.7	Maxwell-Querkraftbildung für $p_A = 1$ und $p_L = 2$	44
Abbildung 2.8	Struktur des Drehzahl- und Positionsregelkreises des lagerlosen Motors	46
Abbildung 2.9	Vollbrücke mit MOSFET zur Ansteuerung einer Phase	48
Abbildung 2.10	Magnetkreis des Motors in Tempelbauweise	49
Abbildung 2.11	Kreiselpumpe passend zum lagerlosen Motor	50
Abbildung 2.12	Systemübersicht lagerloses Pumpsystem	51
Abbildung 3.1	Qualitative Verlustleistungsaufteilung eines lagerlosen Pumpsystems	54
Abbildung 3.2	Aufteilung der Motorverluste nach Verlustart und Entstehungsort	54
Abbildung 3.3	Hystereseschleife bei der Ummagnetisierung ferromagnetischer Materialien	56

Abbildung 3.4	Durch zeitlich änderndes Magnetfeld erzeugte Wirbelströme in elektrisch leitendem Material	57
Abbildung 3.5	Eisenverluste in Abhängigkeit der Temperatur des Neodym-Eisen-Bohr Vacodym 633HR Magneten [Vac00], Motortemperatur 30°C	58
Abbildung 3.6	Eisenverluste in Abhängigkeit der Temperatur des Samarium-Kobalt Vacomax 225HR Magneten [Vac00], Motortemperatur 30°C	59
Abbildung 3.7	Eisenverluste in Abhängigkeit der Temperatur des Eisenkreises. Temperatur des Neodym 633HR Magneten konstant 30°C	60
Abbildung 3.8	Anlaufmoment zu Antriebsstrom in Abhängigkeit der Temperatur des Neodym 633HR Magneten	61
Abbildung 3.9	Leistungsaufnahme des Antriebs bei variierender hydraulischer Last mit heissem und kaltem Neodym 633HR Magneten.	63
Abbildung 3.10	Temperaturverlauf in ebener Wand mit n Schichten	65
Abbildung 3.11	Wärmeübergang zwischen Fluid und Festkörper	67
Abbildung 3.12	Natürliche Konvektion um einen liegenden Zylinder	69
Abbildung 3.13	Wärmeübergangskoeffizient eines liegenden Zylinders mit einem Durchmesser von 120 mm über der Temperaturdifferenz zwischen Umgebungsluft und Zylinder	69
Abbildung 3.14	Wärmestrahlung der Fläche A	75
Abbildung 3.15	Innen- und Mantelrohr mit den Oberflächen A_1 und A_2	76
Abbildung 3.16	Effektiver Emissionsgrad für Öffnungen von rechtwinkligen Nuten in Abhängigkeit von L/h und dem Emissionsgrad der Wand nach [Spar66]	78

Abbildung 3.17	Wärmebild eines Kühlkörpers zur Demonstration des Einflusses der Nutform auf den Emissionsgrad.	79
Abbildung 3.18	Analogien zwischen elektrischen und thermischen Systemen	82
Abbildung 3.19	Schnittbild einer lagerlosen Pumpe	84
Abbildung 3.20	Zylindrische Scheibe zur Modellbildung	84
Abbildung 3.21	Dünne Zylinderwand zur Modellbildung	85
Abbildung 3.22	Thermisches Ersatzschaltbild des Scheibenläufermotors	86
Abbildung 3.23	Geometrien des Motormodells	87
Abbildung 3.24	Rekursive Lösung des Modells für temperaturabhängige thermische Widerstände	89
Abbildung 3.25	Graphische Ausgabe des Modells mit Temperaturangaben	90
Abbildung 3.26	Vernetzung der Finnen eines Kühlkörpers	91
Abbildung 4.1	Kühlvarianten	93
Abbildung 4.2	Sensorplatine im Motor	95
Abbildung 4.3	Berechnungsablauf zur Bestimmung der Kühlkörpertemperatur bei natürlicher Konvektion an glattem Zylinder	97
Abbildung 4.4	Temperaturverteilung eines mit 50W beheizten polierten Aluminiumzylinders, FEM-Analyse	97
Abbildung 4.5	Temperaturverteilung eines mit 50W beheizten eloxierten Aluminiumzylinders	99
Abbildung 4.6	Abmessungen der Rippen	100
Abbildung 4.7	Berechnungsablauf zur Bestimmung der Kühlkörpertemperatur bei natürlicher Konvektion an beripptem Zylinder	100

Abbildung 4.8	Temperaturverteilung eines mit 50 W beheizten berippten und eloxierten Aluminiumzylinders	101
Abbildung 4.9	Temperaturverteilung eines mit 50 W beheizten eloxierten Aluminiumzylinders mit forcierter Luftkühlung	102
Abbildung 4.10	Berechnungsablauf zur Bestimmung der Kühlkörpertemperatur bei forcierter Konvektion an beripptem Zylinder	103
Abbildung 4.11	Temperaturverteilung des Kühlwasser eines mit 50 W beheizten Aluminiumzylinders	104
Abbildung 4.12	Motortemperaturen an der Sensorplatine bei passiver Kühlung und Gehäuse mit 60 Rippen Betriebspunkt: 100°C Medientemperatur, 30°C Umgebungstemperatur	107
Abbildung 4.13	Abmessungen der Rippen	108
Abbildung 4.14	Wärmewiderstand des Gehäuses bei Variation der Finnenanzahl ohne Einbezug der Wärmestrahlung, Verlustleistung 25 W	108
Abbildung 4.15	Lufttemperatur zwischen den Finnen bei zu engem (4.8 mm) und optimiertem (6.7 mm) Finnenabstand	109
Abbildung 4.16	Wärmewiderstand des Gehäuses bei Variation der Finnenlänge bei 48 Finnen ohne Einbezug der Wärmestrahlung, Verlustleistung 25 W	110
Abbildung 4.17	Motortemperaturen an der Sensorplatine bei optimiertem Gehäuse mit 48 Rippen und passiver Kühlung Betriebspunkt: 100°C Medientemperatur, 30°C Umgebungstemperatur	111
Abbildung 4.18	Druckluftkühlung, Kühlmantel, Drossel	112
Abbildung 4.19	Temperatur- und Wärmeflussverteilung im Motor mit Druckluftkühlung Betriebspunkt:	

	150°C Medientemperatur, 25°C Lufttemperatur, 25 W Verlustleistung im Motor	113
Abbildung 4.20	Temperaturverteilung im Motor mit Druckluftkühlung berechnet mit dem Widerstandsmodell Betriebspunkt: 150°C Medientemperatur, 25°C Lufttemperatur, 25 W Verlustleistung im Motor	114
Abbildung 4.21	Motortemperaturen an der Sensorplatine bei Gehäuse mit 60 Rippen und forcierter Luftkühlung Betriebspunkt: 150°C Medientemperatur, 20°C Lufttemperatur, 30°C Umgebungstemperatur	115
Abbildung 4.22	Gehäusetemperatur bei Variation der Finnenanzahl bei erzwungener Konvektion mit 125 l/min, Verlustleistung 25 W	116
Abbildung 4.23	Schematische Darstellung eines Wirbelrohres, Quelle: *EXAIR Corporation*	117
Abbildung 4.24	Motortemperaturen an der Sensorplatine bei Gehäuse mit 60 Rippen und forcierter Luftkühlung mit Wirbelrohr Betriebspunkt: 150°C Medientemperatur, 3°C Lufttemperatur, 30°C Umgebungstemperatur	118
Abbildung 4.25	Einbaulage des Kühlzapfens im Motor	119
Abbildung 4.26	Ansicht für Kabeldurchführung und Explosionszeichnung des Kühlzapfens. Kühlzapfenabmessungen: Aussenruchmesser: 40 mm, Innendurchmesser: 24 mm, Höhe: 60 mm, Durchmesser Kühlkanäle: 4 mm	120
Abbildung 4.27	Temperatur des Wassers in den Kanälen des Kühlzapfens, Kanaldurchmesser 4 mm	121
Abbildung 4.28	Temperatur- u. Wärmeflussverteilung bei Zapfenkühlung Betriebspunkt: 150°C	

	Medientemperatur, 25°C Lufttemperatur, 25 W Verlustleistung im Motor	121
Abbildung 4.29	Motortemperaturen an der Sensorplatine bei Zapfenkühlung. Betriebspunkt: 150°C Medientemperatur, 13°C Kühlwassertemperatur, 30°C Umgebungstemperatur	122
Abbildung 4.30	Aufbau des Kühlmantels	123
Abbildung 4.31	Erwärmung des Kühlwassers und des Mantels bei Variation des Kühlwasserstromes und der abgeführten Leistung	124
Abbildung 4.32	Temperatur- und Wärmeflussverteilung im Motor bei Kühlung mit Wassermantel Betriebspunkt: 150°C Medientemperatur, 25°C Lufttemperatur, 25 W Verlustleistung im Motor	125
Abbildung 4.33	Temperaturen an der Sensorplatine bei Mantelkühlung. Betriebspunkt: 150°C Medientemperatur, 13°C Kühlwassertemperatur, 30°C Umgebungstemperatur	125
Abbildung 4.34	Wirkungsweise einer Isolation: linkes Bild: Wirkungslose Isolationsanordnung rechtes Bild: Wirkungsvolle Isolationsanordnung	127
Abbildung 4.35	Mögliche Isolationsstellen im Motor	128
Abbildung 5.1	Einphasiges Ersatzschaltbild der permanenterregten Synchronmaschine	133
Abbildung 5.2	Zeigerdiagramm der Ständerspannungsgleichung im feldorientierten *dq*-Rotorkoordinatensystem	135
Abbildung 5.3	Winkelbestimmung des Rotor vor dem Aufstarten	137
Abbildung 5.4	Ablaufdiagramm des Aufstartvorgangs	139
Abbildung 5.5	Axialposition des Rotors normal und ausgelenkt	141

Abbildung 5.6	Induzierte Spannung als Funktion der Axialposition de Rotors	141
Abbildung 5.7	Drosselkurve der sensorlosen Pumpe bei Betrieb mit 150°C heissem Oel, Stoffdaten siehe Kapitel 7.1	142
Abbildung 5.8	Vergleich zwischen berechnetem und gemessenem Rotorwinkel	143
Abbildung 5.9	Vergleich zwischen berechnetem und gemessenem Rotorwinkel bei nur teilweise berücksichtigtem Polradwinkel, so dass der Motor noch lauffähig ist.	144
Abbildung 5.10	Induzierte Spannung über der Rotordrehzahl für zwei Rotoren mit unterschiedlichem Axialpositionsverhalten	145
Abbildung 6.1	Schnittbild des Pumpenkopfes mit Impeller	148
Abbildung 6.2	Hystereseschleife hartmagnetsicher Materialien	151
Abbildung 6.3	Temperaturverhalten von Neodym-Eisen-Bohr und Samarium-Kobalt Magneten im Eisenkreis des Motors 1: B-Feld eines neuen NdFeB Magneten 2: Linearer Teil der Entmagnetisierungskurve verlassen 3: B-Feld stark reduziert bei 180°C 4: Durch irreversible Verluste geschwächter Magnet	154
Abbildung 6.4	SmCo Magnet in 30% Salzsäure eingelegt, neu, nach 24 Stunden, nach 85 Stunden	156
Abbildung 6.5	NdFeB Magnet mit Zinn Primärbeschichtung in 30% Salzsäure eingelegt, neu, nach 24 Stunden	156
Abbildung 6.6	Impeller einer *BPS-3* Pumpe, rechts in halbtransparenter Darstellung, wo der umkapselte Magnet sichtbar ist	157

Abbildung 6.7	Ungleichmässig verteilte Ausdehnung der Fluorkunststoffumkapselung durch den eingeschweissten Magnet	159
Abbildung 6.8	Fluidteilströme in den Radseitenräumen für Axialschub	160
Abbildung 6.9	Arrhenius-Gesetz gemäss Gleichung (6.11) für verschiedene Aktivierungsenergien als Funktion der Temperatur	165
Abbildung 6.10	Zeitlicher Anstieg des Permeats, das sich in der Kavität zwischen Fluorpolymerumkapselung und Magnet sammelt	168
Abbildung 7.1	Pumpenprüfstand	176
Abbildung 7.2	Flüssigkeitskreislauf im Pumpenprüfstand	178
Abbildung 7.3	Drosselkurve der *BSM-3* Pumpe bei Betrieb mit 150°C heissem Oel	179
Abbildung 7.4	Pumpe mit Kühlkörper für natürliche Konvektionskühlung	180
Abbildung 7.5	Pumpe mit forcierter Luftkühlung durch Kühlmantel und Kaltluftstromerzeuger	181
Abbildung 7.6	Handgewickelte Prototypenkühlungen aus Kupfer- und Edelstahlrohren	182
Abbildung 7.7	Kühlzapfen und seine Komponenten	182
Abbildung 7.8	Pumpe mit verbautem Kühlzapfen	183
Abbildung 7.9	Kühlmantel und seine Komponenten	184
Abbildung 7.10	Pumpe mit wassergespeistem Kühlmantel als Motorgehäuse	185
Abbildung 7.11	Lagerloses Pumpsystem ohne Hallsensoren und externer Elektronik	186
Abbildung 7.12	Externe Elektronik zur Aufbereitung der Sensorsignale	186

Abbildung 7.13	Flüssigkeitskreislauf des Dauertests	187
Abbildung 7.14	Versorgungseinrichtung des Dauertest mit Netzgerät, Motorcontrollern, Auswertung für Durchflussmesser und Druckluftregler	188
Abbildung 7.15	Verläufe der Motorströme und der Axialposition des Impellers während des Dauertests	189
Abbildung 7.16	Verläufe der Motor- und Umgebungstemperaturen während des Dauertests	189
Abbildung A.1	Abmessungen der *BPS-3* Pumpe von *Levitronix*	195
Abbildung A.2	*BPS-4* Pumpe von *Levitronix*	196
Abbildung A.3	Abmessungen der *BPS-4* Pumpe von *Levitronix*	197

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1	Wärmeleitfähigkeit einiger Materialien bei 20°C, Quellen: [Vdiw77] und [Kern06]	66
Tabelle 3.2	Emissionsgrade, Quelle: [Vdiw77]	80
Tabelle 4.1	Kenngrössen der Wärmeabgabe des polierten Aluminiumzylinders	98
Tabelle 4.2	Kenngrössen der Wärmeabgabe des eloxierten Aluminiumzylinders	99
Tabelle 4.3	Kenngrössen der Wärmeabgabe des berippten eloxierten Aluminiumzylinders	102
Tabelle 4.4	Kenngrössen der Wärmeabgabe des druckluftgekühlten berippten eloxierten Aluminiumzylinders	104
Tabelle 4.5	Kenngrössen der Wärmeabgabe des wassergekühlten Aluminiumzylinders	105
Tabelle 4.6	Zusammenfassung des Kühlkörpervergleichs	106
Tabelle 4.7	Temperaturvergleich einzelner Motorpunkte zwischen der FEM-Simulation und des Widerstandsmodells	114
Tabelle 4.8	Bewertungstabelle der Kühlmethoden	126
Tabelle 6.1	Temperaturkoeffizienten für NdFeB und SmCo Magnete, ΔB_r und ΔH_{cJ} beschreibt die prozentuale Änderung von B_r und H_{cJ} bei einem Temperatursprung von 20 nach 150°C	153

Tabelle 6.2	Eigenschaften von Fluorkunststoffen	158
Tabelle 7.1	Viskosität und Dichte in Abhängigkeit der Temperatur des *Motorex Synpress Iso 32* Oels	177
Tabelle A.1	Kenndaten der *BPS-3* Pumpe von *Levitronix*	196
Tabelle A.2	Kenndaten der *BPS-4* Pumpe von *Levitronix*	197
Tabelle A.3	Werte der Widerstände im thermischen Modell	199

Literaturverzeichnis

[Adam02] ADAMCZEWSKI, F., *Einführung in die Physik der Entwärmung elektronischer Systeme*, Thermoconsult, 2002

[Ange04] DE ANGELIS, M. G., G. C. SARTI, A. SANGUINETTI, P. MACCONE, „Permeation, Diffusion, and Sorption of Dimethyl Ether in Fluoroelastomers“, *Journal of Polymer Science: Part B: Polymer Physics*, 42 (2004), pp. 1987-2006

[Baeh96] BAEHR, H. D., STEPHAN, K., *Wärme- und Stoffübertragung*, Zweite Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1996

[Barl03] BARLETTA, N. und STOLL D., *Chemical Resistance of Impellers – Overview for BPS Pump Series*, Produktdokumentation der Firma Levitronix GmbH, 2003

[Barl98] BARLETTA, N, *Der lagerlose Scheibenmotor*, Dissertation, ETH Zürich, 1998, Nr. 12870

[Blum01] BLUM, G. Z., E. A. RYABENKO, A. M. YAROSHENKO, G. E. ZAIKOV. V. G. ZAIKOV, „Use of the Unique Properties of Fluoropolymers in the Design of New, Highly Effective, Ecologically Friendly Technologies for the Fine Purification of Hydrogen Halides and their Aqueous Solutions”, *Journal of Applied Polymer Science*, 80 (2001), pp. 1383-1387

[Boes04] BÖSCH, P., *Lagerlose Scheibenläufermotoren höherer Leistung*, Dissertation, ETH Zürich, 2004, Nr. 15617

[Bran99$_1$] BRANDRUP, J., E. H. IMMERGUT, and E. A. GRULKE, *Polymer Handbook*, 4.Auflage, 1999, John Wiley & Sons, Band 1, Kapitel V

[Bran99$_2$] BRANDRUP, J., E. H. IMMERGUT, and E. A. GRULKE, *Polymer Handbook*, 4.Auflage, 1999, John Wiley & Sons, Band 2, Kapitel VI

[Brau39] BRAUNBEK, W., Freischwebende Körper im elektrischen und magnetischen Feld, *Zeitschrift für Physik*, Bd. 112:753 – 763, 1993

[Brow58] BROWN and MARCO, *Introduction to Heat Transfer*, 3d ed., Mc-Graw-Hill, New York, 1958.

[Cond00] CONDE, MARIA und CLAES TAXÉN., „Hydrochloric Acid and Water Permeability in Fluoropolymer Tubes", *CORROSION 2000*, 55. Jahrestagung, 26.-31. März 2000, Orlando, FL, NACE, Houston, TX, U.S.A., paper 00572

[Ebne00$_1$] EBNESAJJAD, SINA, *Fluoroplastics, Volume 1 - Non-Melt Processible Fluoroplastics*. 2000, William Andrew Publishing/Plastics Design Library

[Ebne00$_2$] EBNESAJJAD, SINA, *Fluoroplastics, Volume 2 - Melt Processible Fluoropolymers*. 2000, William *Andrew* Publishing/Plastics Design Library

[Extr06] EXTRAND, CHARLES W., L. MONSON, *Gas Permeation* Resistance of a Perfluoroalkoxy-Tetrafluoroethylene Copolymer, *Journal of Applied Polymer Science*, 100 (2006), pp. 2122-2125

[Fisc05] FISCHER, P., *Vorlesungsfolien Digitale Schaltungstechnik 2005*, Kapitel Technologie und Packaging, Uni Mannheim, 2005

[Flir05] FLIR SYSTEMS GMBH, SystemsPubl.No. 1 558 216 Rev. a100 – GERMAN (DE) – April 25, 2005

[Gott54] GOTTER, G., *Erwärmung und Kühlung elektrischer Maschinen*, Springer, Berlin, 1954.

[Hend94] HENDERSHOT, J. R. und T. J. E. MILLER. *Design of Brushless Permanent-Magnet Motors*, Magna Physics, Oxford, 1994

[Huet03] HÜTTNER, C., *Regelungskonzepte magnetisch gelagerter Scheibenmotoren*, Dissertation, ETH Zürich, 2003, Nr. 15092

[Huge04] HUGEL, J., *Mechanik der Mehrkörpersysteme, Mauskript zur Vorlesung Mechatronik*, ETH Zürich, 2004

[Irli05] IRLINGER, H., Vorlesungsfolien Mikrotechnische Sensoren und Aktoren, TU *München*, 2005

[ITT06] Am WorldWideWeb frei zugängliche Informationen der Firmen ITT Industries (USA) und der Shin-Toyo Kikai Kogyo Co., Ltd. (Japan)

[Jako49] JAKOB, *Heat Transfer*, Wiley, New York, vol. 1, 1949, vol. 2, 1957.

[Kalb05] KALB, J., *Arbeitsunterlagen zu der Vorlesung ‚Wärmetransportphänomene, Wärme- und Stoffübertragung'*, Lehrstuhl für Thermodynamik, Technische Universität München, 2005

[Katt01] KATTER, M., L. ZAPF, R. BLANK, W. FERNENGEL, W. RODEWALD, *Corrosion Mechanism of RE-Fe-Co-Cu-Ga-Al-B Magnets*, submitted as paper BG-05 to the 8th Joint MMM-Intermag Conference, San Antonio, Texas, January 7-11, 2001

[Kern06] KERN GMBH, *Technische Kunststoffteile*, D-56272 Großmaischeid, Deutschland, www.kern-gmbh.de

[Klug05] KLUGE, M., „Valves & Pumps with a Highly Permeation-Resistant Lining", *The Process Engineer*, 2005, Heft 4, pp. 23-25

[Krev90] VAN KREVELEN, D. W., *Properties of Polymers – Their Correlation with Chemical Structure; Their Numerical Estimation and Prediction from Additive Group Contributions*, 3rd Ed., 1990, Elsevier, Amsterdam – Lausanne – New York, Kapitel 18

[Kuep84] KÜPFMÜLLER, K., *Einführung in die theoretische Elektrotechnik*, 11. Auflage, Springer Verlag Berlin, 1984

[Levi06] LEVITRONIX GMBH, *Benutzerhandbuch lagerloses Pumpsystem*, 2006

[Micr05] MICRO VALUE AG, Chip Herstellung, Zürich, 2002

[Neff03] NEFF, M., *Magnetgelagertes Pumpsystem für die Halbleiterfertigung,* Dissertation, ETH, Zürich, 2003, Nr. 15217

[Neub97] NEUBAUER, R. E., *Auslegung und Betrieb energieoptimaler Antriebssysteme*, Vorlesungsskript, ETH Zürich, 1997

[Paus95] PAUS, H. J., *Physik in Experimenten und Beispielen*, Wien, Hanser, 1995

[Perr97] PERRY, R. H., DON W. GREEN, *Perry's Chemical Engineers' Handbook seventh edition*, McGraw-Hill, 1997

[Rode02] RODEWALD, W., M. KATTER, G.W. REPPEL, *Fortschritte bei pulvermetallurgisch hergestellten Nd-Fe-B Magneten*, Hagener Symposium Pulvermetallurgie, Band 18, 2002,p. 225 -245.

[Ruge91] RUGE, I., H. MADER, *Halbleiter-Technologie*, Springer-Verlag, ISBN 3-540-53873-9 3. Auflage 1991

[Scha03] SCHARFENBERGER, G. E., *Wasserfreie, polymere Protonenleiter für Brennstoffzellen durch Immobilisierung von Imidazol*, Dissertation der Johannes-Gutenberg-Universität in Mainz, 2003

[Scha99] SCHABACKER, T., *Ein Beitrag zur Optimierung der Wärmeabfuhr in der Elektrotechnik durch Kühlkörper*, Dissertation 1999

[Schl96] SCHLIPF, MICHAEL, GERNOT LÖHR, KLAUS HINTZER, JIM ABATE, ROB SPELL, „Hostaflon TFM 'Second Generation' Fluoropolymer for Improved Contamination Control", *International Electronics Manufacturing Technology Symposium*, IEEE CMPT, 1996, pp. 218-222

[Schm89] SCHMIDT, ERNST, Zustandsgrößen *von Wasser und Wasserdampf in SI-Einheiten*, 4. erweiterte Auflage, 1989, Springer-Verlag, Berlin – Heidelberg – New York

[Scho93] SCHÖB, Reto, *Beiträge zur lagerlosen Asynchronmaschine*, Dissertation, ETH, Zürich, 1993, Nr. 10417

[Spar66] SPARROW, E. M., und R. D. CESS, *Radiation Heat Transfer*, Brooks/Cole Publishing Co., 1966

[Stei91] STEINMETZ, C., Note on the law of hysteresis, *Electrician*, 26:261-262, Januar 1891

[Step98] STEPHANS, LARRY C., „Fluoropolymers as Chemical Process Vessel Linings", *CORROSION '98*, 53. Jahrestagung, 22.-27. März 1998, San Diego, CA, NACE, Houston, TX, U.S.A., paper 468

[Vac00] VACUUMSCHMELZE GMBH, *Selten-Erd-Dauermagnete, Vacodym, Vacomax*, PD-002, Ausgabe 2000

[Vdiw02] VDI Wärmeatlas, Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen. 9. Auflage, Berlin Heidelberg New York 2002

[Vdiw77] VDI Wärmeatlas, Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen. 3. Auflage, Berlin Heidelberg New York 1977

[Viet91] VIETH, WOLF. R., *Diffusion In and Through Polymers: Principles and Applications*, 1991, Carl Hanser Verlag, München, Wien, New York, Barcelona

[Wutz91] WUTZ, M., *Wärmeabfuhr in der Elektrotechnik*, Braunschweig, Vieweg Verlag, 1991

[Zant97] ZANT, P. VAN, *Microchip Fabrication*, McGraw-Hill, ISBN 0-07-067250-4, 3. Auflage, 1997.

[Zhan95] ZHANG, J., *Power Amplifier for Active Magnetic Bearings,* Dissertation, ETH Zürich, 1995, Nr. 11406

Curriculum Vitae

Personalien

Name:	Burger
Vorname:	Simon Andreas
Geburtsdatum:	25. August 1976
Heimatort:	Unterentfelden AG
Eltern:	Elisabeth Burger-Müller Hansjörg Burger

Ausbildung

1983 - 1988	Primarschule, Erlinsbach
1988 - 1991	Sekundarschule, Erlinsbach
1991 - 1993	Bezirksschule, Aarau
1993 - 1997	Alte Kantonsschule Aarau, Matura Typus C
1997 - 2002	Studium der Elektrotechnik an der Eidgenössischen Technischen Hochschule (ETH) in Zürich

Berufstätigkeit

2000 (3 Mt)	Praktikum bei Power-One AG, Uster
2002 - 2006	Assistent an der Professur für Leistungselektronik und Messtechnik, Fachgruppe Antriebs- und Magnetlagertechnik (LEM-AMT) der ETH Zürich